

DLR-IB-RM-OP-2019-50

**Optimierung und Validierung eines
Reibmodells von Wellgetrieben zur
Reibungskompensation**

Bachelorarbeit

Sebastian Keller



DLR

**Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt**



**Hochschule
Augsburg** University of
Applied Sciences

**Fakultät für
Maschinenbau und
Verfahrenstechnik**



**Spirit
of
Engineering**

Verfasser der Arbeit
Sebastian Keller
82401 Rottenbuch
0160 94629837
sebastian.keller@hs-augsburg.de
Matrikel-Nummer: 948375

**Hochschule Augsburg
University of Applied Sciences**

An der Hochschule 1
D-86161 Augsburg

Telefon +49 821 5586-0
Fax +49 821 5586-3222

www.hs-augsburg.de
info@hs-augsburg.de

Anfahrt:
Campus am Brunnenlech
An der Hochschule 1
ÖPNV:
Straßenbahnlinien 2 und 3
Deutsche Bahn
Haltestelle: Haunstetter Straße Bf

Anfahrt:
Campus am Roten Tor
Friedberger Straße 4
ÖPNV:
Straßenbahnlinien 2 und 3
Haltestelle: Rotes Tor
Straßenbahnlinie 6
Buslinie 32 und 35
Haltestelle: Hochschule Augsburg

Studiengang Maschinenbau (B.Eng.)

Bachelorarbeit

Optimierung und Validierung eines
Reibmodells von Wellgetrieben zur
Reibungskompensation

Sebastian Keller

Erstprüfer: Prof. Dr. rer. nat. Jan Bernkopf

Thema erhalten am: 10.10.2018

Abgabedatum: 08.03.2019

Geheimhaltungsvereinbarung: Nein

Zusammenfassung

Moderne Roboterapplikationen erfordern präzise Positionierungen der Motoren und stellen somit hohe Anforderungen an deren Regelung. Einer der größten negativen Einflüsse auf die Regelgüte ist die Reibung, die in sich berührenden Systemkomponenten auftritt. Bei der Verwendung von Wellgetrieben, welche häufig in Roboterapplikationen zum Einsatz kommen, ist der Einfluss der Reibung besonders hoch. Diese Arbeit behandelt die Identifikation des Reibverhaltens eines Wellgetriebes. Durch ein Reibungsmodell soll damit die Regelgüte verbessert werden. Des Weiteren werden Gültigkeit und Übertragbarkeit des Modells, sowie der identifizierten Modellparameter untersucht. Betrachtete Einflussgrößen auf die Reibung sind dabei die Drehzahl, die Last und die Getriebetemperatur. Neben der Getriebereibung wird besonders auf das erzeugte Drehmoment des Motors eingegangen, da es die Ausgangsgröße des Modells ist. Zur Identifikation der Modellparameter werden zwei Messmethoden angewandt und miteinander verglichen. Eine Sensitivitätsanalyse soll Aufschluss über Stabilität und Fehler des Modells geben. Die Ergebnisse dieser Arbeit werden angewandt am Projekt DAVID des Robotik und Mechatronik Zentrums (RMC) des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR).

Abstract

Modern robot applications require precise positioning of the motors and therefore place high demands on their control. One of the greatest negative influences on the control performance is the friction that occurs in system components, which are in contact with each other. When using strain wave gears, the influence of friction is particularly high. This thesis deals with the identification of the friction behavior of a strain wave gear. A friction model is used to improve the control performance. Furthermore, the validity and transferability of the model as well as the identified model parameters are examined. Factors influencing friction are speed, load and gear temperature. In addition to gear friction, the torque generated by the engine is also considered, since it is the output of the model. To identify the model parameters, two measurement methods are used and compared with each other. A sensitivity analysis should provide information about stability and errors of the model. The results of this work will be applied to the DAVID project at the Robotics and Mechatronics Center (RMC) at Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR).

Inhaltsverzeichnis

I	Abbildungsverzeichnis	5
II	Tabellenverzeichnis	7
III	Abkürzungsverzeichnis	7
IV	Symbolverzeichnis	8
V	Inhalt	9
1	Einleitung	9
1.1	Motivation	9
1.2	Aufbau der Arbeit	10
1.3	Regelung mit Kompensation	11
1.4	Reibungsmodelle	13
2	Drehmoment- und Identifikationsprüfstand (DMI-Prüfstand)	18
2.1	Hardware	18
2.2	Software	28
3	Systemanalyse	29
3.1	Berechnung des Motordrehmoments	29
3.2	Resonanzanalyse	34
3.3	Übertragbarkeit	37
3.4	Bewertung der Messfehler der Modellgrößen	40
3.5	Diskussion	40
4	Messmethodik zur Parameteridentifikation	42
4.1	Haftreibung	42
4.2	Statische Reibung	43
4.3	Dynamische Reibung (LuGre-Modell)	47
5	Identifikation der Modellparameter	48
5.1	Temperaturabhängige Gesamtreibung	49
5.2	Temperaturabhängige viskose Reibung	51
5.3	Diskussion	52
5.4	Identifikation der LuGre-Modell-Parameter	53
6	Validierung und Analyse des Modells	55

6.1	Modellvergleich mit statischen Messungen	55
6.2	Positions-Sprungantwort	56
6.3	Geschwindigkeits-Sweep	56
6.4	Sensitivitätsanalyse	59
7	Zusammenfassung	64
8	Ausblick	65
VI	Literaturverzeichnis	67

I Abbildungsverzeichnis

1	Humanoider Roboter DAVID des DLR	10
2	Regelkreis mit (unten) und ohne (oben) Feedforward	11
3	Positionsregelung ohne (oben) und mit (unten) Feedforward	12
4	Statische Reibung (Stribeck-Kurve und viskose Reibung)	15
5	Drehmoment- und Identifikationsprüfstand: Aufbau zur Reibungsidentifikation [3]	18
6	Elektrisches Ersatzschaltbild eines stern-seriellen Synchronmotors . .	19
7	Elektrisches Ersatzschaltbild eines stern-parallelen Synchronmotors .	20
8	Harmonic Drive [®] -Getriebe [6]	22
9	Harmonic Drive [®] (HD): Positionierung des Temperatursensors . . .	24
10	Drehmoment- und Identifikationsprüfstand	28
11	DMI-Prüfstand: Aufbau zur Identifikation des Zusammenhangs zwischen Motorstrom und Drehmoment [3]	30
12	Ist- und Soll-Drehmoment bei fixierter Motorwelle	30
13	Fehler des linear stromabhängigen Motordrehmomentmodells	31
14	Fehler des quadratisch stromabhängigen Motordrehmomentmodells .	32
15	Fehler des quadratisch stromabhängigen Motordrehmomentmodells mit Temperaturabhängigkeit	33
16	Resonanzen der Drehmomentsensoren und Motordrehmoment	35
17	Resonanz des Drehmomentsensors 200 Nm und Motordrehmoment bei verschiedenen Aufbauten	36
18	Reibungsvergleich von zwei baugleichen HD's	37
19	Reibungsvergleich eines HD's vor und nach dem Zusammenbau . . .	38
20	Reibungsvergleich in beide Rotationsrichtungen	39
21	Kontinuierliche Messung zur Parameteridentifikation	44
22	Mittelwertbildung zur Kompensation der Lastabhängigkeit	46
23	Messung zur Identifikation der LuGre-Modell-Parameter	47
24	Verarbeitete Messdaten zur Modellbildung	48
25	Modell mit temperaturabhängiger Gesamtreibung bei niedrigen Winkelgeschwindigkeiten	49
26	Modellfehler bei temperaturabhängiger Gesamtreibung	50
27	Modell mit temperaturabhängiger viskosen Reibung	51

28	Modellfehler bei temperaturabhängiger viskosen Reibung	52
29	Simulink-Modell zur Identifikation der dynamischen Parameter . . .	53
30	SimuLink [®] Implementierung des LuGre-Modells	53
31	Vergleich des LuGre-Modells mit Messung und statischem Modell . .	54
32	Modellabweichung der einzelnen Messpunkte	55
33	Abweichung der Winkelgeschwindigkeit und Position	56
34	Sollgeschwindigkeit- und -position	57
35	Abweichung der Winkelgeschwindigkeit und Position	58
36	Einfluss der Modell-Eingangsgrößen auf die Modellgüte	60
37	Drehmomentfehler durch die viskosen Parameter	61
38	Drehmomentfehler durch die Stribeck Parameter	62
39	Relativer Parametereinfluss an Gesamtfehler durch Parameter	63

II Tabellenverzeichnis

1	Statische Reibungsmodell-Parameter	14
2	Auszug aus dem ILM50x14-Datenblatt [4] (stern-seriell)	19
3	ILM50x14-Eigenschaften (stern-parallel)	21
4	Auszug aus dem DR2643-Datenblatt	21
5	Auszug aus dem HD-Datenblatt	23
6	Auszug aus dem ECN125-Datenblatt	24
7	Auszug aus dem TSic716-Datenblatt	25
8	Identifizierte Motorparameter	34
9	Gemessene Haftreibung	43
10	Identifizierte Parameter für temperaturabhängige Gesamtreibung . .	49
11	Identifizierte Parameter für temperaturabhängige viskose Reibung .	51

III Abkürzungsverzeichnis

DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
DMI-Prüfstand	Drehmoment- und Identifikationsprüfstand
HD	Harmonic Drive [®]
LuGre-Modell	Lund-Grenoble-Modell
MATLAB[®]	MATLAB [®] R2014b
RMC	Robotik und Mechatronik Zentrum
RMSE	Mittleres Abweichungsquadrat
SimuLink[®]	MATLAB SimuLink [®]

IV Symbolverzeichnis

$\dot{\theta}$	Winkelgeschwindigkeit (antriebsseitig)
$\ddot{\theta}$	Winkelbeschleunigung (antriebsseitig)
M_{Gleit}	Gleitreibmoment
$M_{\text{g,Stribeck}}$	Stribeck Reibungsmoment
M_{Motor}	Motormoment (antriebsseitig)
M_{R}	Reibungsmoment (antriebsseitig)
$M_{\text{R,Statisch}}$	Statisches Reibungsmoment
$M_{\text{R,Dynamisch}}$	Dynamisches Reibungsmoment
M_{S}	Haftreibmoment
M_{T}	Moment durch Trägheit (antriebsseitig)
M_{ext}	Externe Lastmomente (antriebsseitig)
M_{g}	Besondere Reibeffekte
M_{C}	Betrag der Coulomb'schen Reibung
M_{V}	Viskoses Reibungsmoment
f_{V}	Viskoser Reibungskoeffizient
δ_{V}	Viskoser Reibungsexponent
v_{S}	Stribeck-Geschwindigkeit
δ_{S}	Stribeck-Exponent
σ_0	Durchschnittlicher Borstensteifigkeitskoeffizient
σ_1	Durchschnittlicher Dämpfungskoeffizient der Borsten
I_{q}	Motorstrom
J	Massenträgheitsmoment
k_{T}	Drehmomentkonstante
i_{HD}	Übersetzungsverhältnis des HD-Getriebes

1 Einleitung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird mithilfe eines Motor-Prüfstandes die auftretende Reibung eines Wellgetriebes (HD-Getriebe) ermittelt und daraus ein Modell mit möglichst passenden Parametern erarbeitet. Da die Einflussgrößen Rotationsgeschwindigkeit und Getriebetemperatur die Reibung im Getriebe maßgeblich beeinflussen, wird besonders auf diese eingegangen.

1.1 Motivation

In der Mechatronik ist für eine genaue Positionierung eine akkurate Regelung erforderlich. Die Reibung in dem System ist dabei einer der größten negativen Einflüsse auf die Regelgüte. Der Stick-Slip-Effekt ist ein dynamischer Reibungseffekt, der vor allem bei sehr langsamen Bewegungen auftritt. Dabei bewegt sich der Motor ruckartig, wenn eine kontinuierliche langsame Bewegung eingestellt wird. Zudem erfordern Roboter-Mensch-Interaktionen beim 'Teaching' von Bewegungsabläufen eine reibungsfreie Bewegung. Dazu müssen die durch den Menschen auf den Roboter wirkenden Kräfte bekannt sein, damit die Motoren die vom Menschen gesteuerte Bewegung unterstützen können, um etwa den Stick-Slip-Effekt zu verhindern. Die äußeren Drehmomente können dabei mit Drehmomentsensoren gemessen werden oder mithilfe eines Reibungsmodells und des gemessenen Motorstroms berechnet werden. Ein Reibungsmodell ermöglicht zudem eine präzisere Simulation des Getriebes.

Ziel dieser Arbeit ist es, die Temperaturabhängigkeit der Getriebereibung zu untersuchen und den Prozess der Parameteridentifikation zu vereinfachen, indem beispielsweise die Messmethodik vereinfacht wird. Außerdem gilt es, die Übertragbarkeit des Modells auf weitere Getriebe und andere Anwendungen zu überprüfen und Einflussfaktoren auf die Modellgüte zu ermitteln. Dadurch soll letztendlich die Regelgüte verbessert werden.



Abbildung 1: Humanoider Roboter DAVID des DLR

Der humanoide Roboter DAVID (Abbildung 1) ist mit sieben Gelenken im rechten und fünf Gelenken im linken Arm ein komplexes System. Das erarbeitete Reibungsmodell soll in je vier Gelenken pro Arm Anwendung finden. Ein Gelenk besteht aus einem Antriebsmotor, einem Getriebe, einem Verstellermotor, einem nichtlinearen Federmechanismus, und drei Potentiometern, mit denen Gelenkpositionen gemessen werden. Der Verstellermotor dient dazu, die Steifigkeit des Gelenks einzustellen. Am Prüfstand wird im Rahmen dieser Arbeit nicht das Gelenk inklusive Mechanismus, sondern der Antriebsmotor und das Getriebe ohne den Mechanismus untersucht. Die Übertragung der Messmethode und der identifizierten Parameter vom Prüfstand auf die einzelnen Gelenke stellt eine besondere Herausforderung dar, da der Steifigkeitsmechanismus die Reibungseigenschaften des Gelenks beeinflussen kann.

1.2 Aufbau der Arbeit

In Abschnitt 1 wird der aktuelle Stand der Technik dargestellt. Dies umfasst Reglermodelle im Unterabschnitt 1.3 und eine Übersicht gängiger Reibungsmodelle im Unterabschnitt 1.4, welche im Rahmen dieser Arbeit erweitert werden.

Darauf folgt mit Abschnitt 2 eine Beschreibung des untersuchten Getriebes, des verwendeten Prüfstandes und der verwendeten Software. Abschnitt 3 widmet sich der Untersuchung des Prüfstandes. In Abschnitt 4 wird die Messmethodik erläutert, mit

deren Hilfe im Abschnitt 5 die Modellparameter identifiziert werden. Im Abschnitt 6 wird das identifizierte Modell durch Vergleichsmessungen validiert und die Stabilität der identifizierten Modellparameter untersucht.

1.3 Regelung mit Kompensation

Ein Regler (Abbildung 2, oben) hat die Aufgabe während eines Prozesses eine vorgegebene Regelgröße möglichst gut beizubehalten und die dabei auftretende Regelabweichung zu minimieren. Dabei wird das Verhalten des Reglers meist durch Parameter eingestellt, wodurch Einfluss auf das Schwingverhalten und die Regelabweichung genommen werden kann. Je niedriger die Regelparameter sind (weicher Regler), desto höher ist die Regelabweichung. Für eine akkurate Positionierung ist unter anderem eine niedrig bleibende Regelabweichung gefordert. Durch Erhöhen der Regelparameter lässt sich diese zwar verringern, allerdings steigt dadurch auch die Gefahr einer instabilen Regelung.

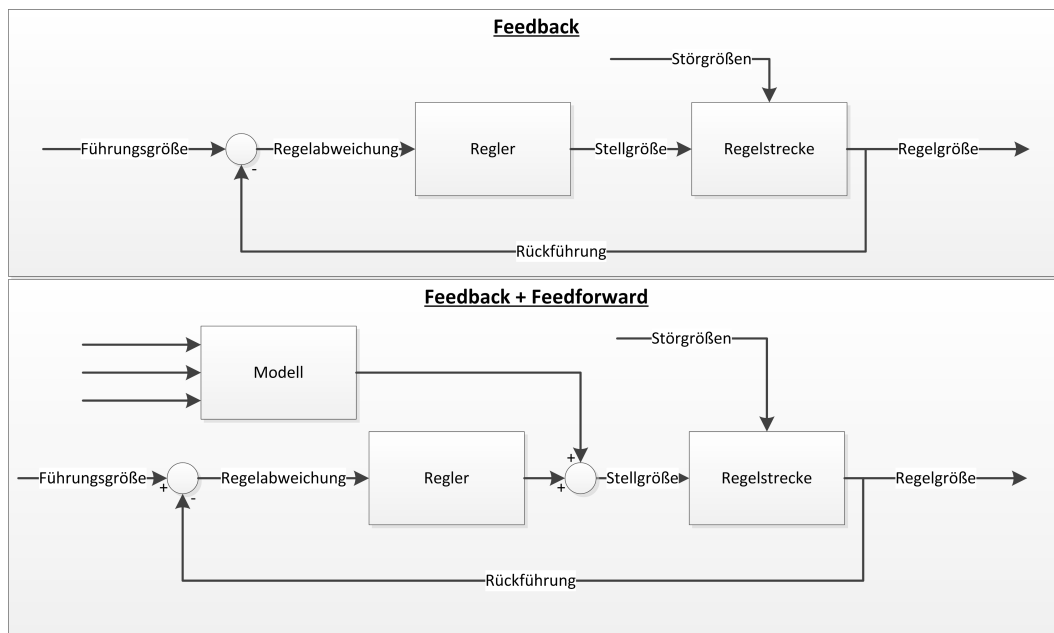


Abbildung 2: Regelkreis mit (unten) und ohne (oben) Feedforward

Sind Störgrößen bekannt und modellierbar, so lässt sich die Regelgüte verbessern, indem der Regler mit einem Modell unterstützt wird ('Feedforward'-Prinzip, Abbildung 2, unten). Systemeigene Störgrößen der Regelstrecke (z.B.: Reibung, Trägheit), deren Einflussgrößen bekannt und messbar sind, werden berechnet und zur Stellgröße

des Reglers addiert. Dadurch wird der Regler entlastet, da das vorhergesehene Verhalten der Störgröße zum Zeitpunkt der Regelung bereits berücksichtigt wurde. Um ein Feedforward zu realisieren, ist es notwendig, die Störgrößen zu modellieren.

Im Falle der hier betrachteten Motorregelung entspricht die Stellgröße einem Drehmoment. Die Störgrößen setzen sich dabei aus der Reibung M_R , dem Drehmoment durch Massenträgheit M_T und den äußeren Drehmomenten M_{ext} (z.B.: Gravitationskraft eines Hebels) zusammen. M_R und M_T sind dabei systemeigene Störgrößen. Das erzeugte Drehmoment des Motors M_{Motor} entspricht der Summe aller Störgrößen:

$$M_{\text{Motor}} = M_R + M_T + M_{\text{ext}} \quad (1)$$

In Abbildung 3 ist eine Positionsregelung mit und ohne Feedforward dargestellt.

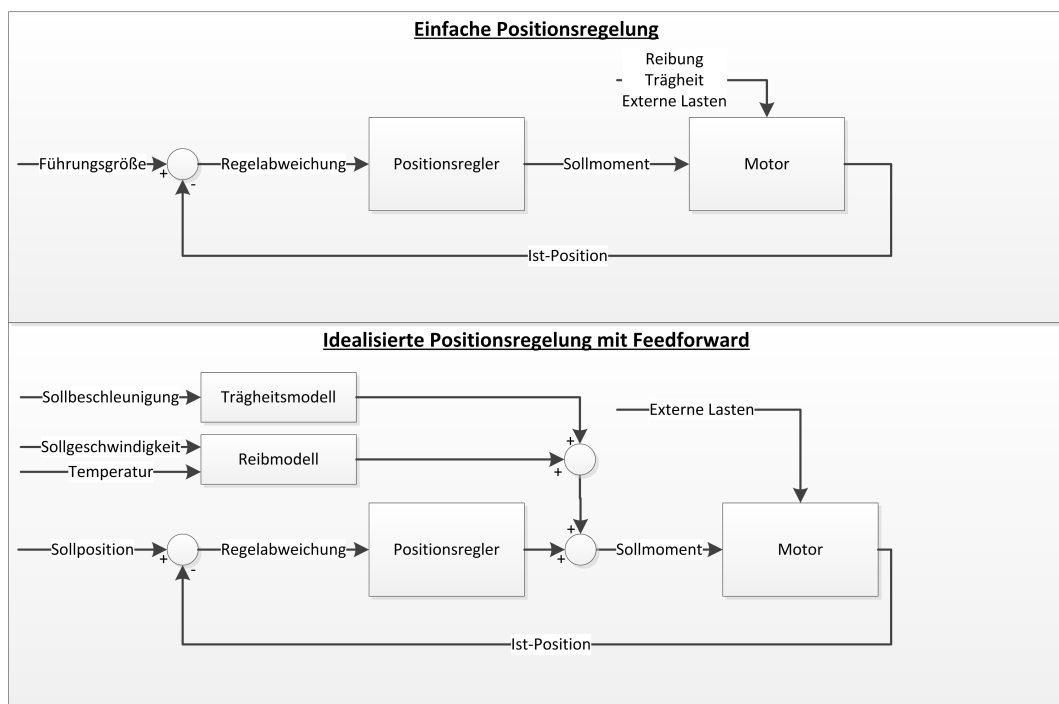


Abbildung 3: Positionsregelung ohne (oben) und mit (unten) Feedforward

Mithilfe eines Reibungsmodells und eines Massenträgheitsmodells ist es möglich, die äußeren Drehmomente als einzige Störgröße zu isolieren. Das heißt, die Stellgröße des Reglers ist direkt proportional zu der Summe der äußeren Drehmomente.

Das Modell für das Drehmoment durch Massenträgheit wird mithilfe der Massenträgheitsmomente der Systemkomponenten berechnet. Die einzige Einflussgröße ist die Beschleunigung.

Eine Reibungsmodellierung ist aufwändiger, als die Modellierung des Drehmoments durch Massenträgheit, da Reibung von mehr Faktoren beeinflusst wird.

1.4 Reibungsmodelle

Die auftretende Reibung in Getrieben ist eine Festkörperreibung. Sie tritt an den Kontaktflächen zwischen sich berührenden Körpern auf und verhält sich zeitdynamisch. Ursache dafür ist unter anderem das fließende Schmiermittel. Um ein dynamisches Reibungsmodell zu erstellen, wird die Reibung zunächst statisch betrachtet und dann mit dem LuGre-Modell in Unterabschnitt 1.4.2 um ein zeitdynamisches Verhalten erweitert.

1.4.1 Statische Reibung

In diesem Kapitel wird ein statisches Reibungsmodell erarbeitet. Dabei wird angenommen, dass bei konstanter Winkelgeschwindigkeit $\dot{\theta}$ und Temperatur T die Reibung ebenfalls konstant und somit zeitlich unabhängig ist. Diese Reibung wird als statische Reibung $M_{R, \text{Statisch}}$ bezeichnet.

Gleitreibung

Die einfachste Beschreibung der Reibung ist die Gleitreibung, oder auch Coulomb'sche Reibung. Sie wirkt entgegen der Bewegungsrichtung und ist geschwindigkeitsunabhängig [1]:

$$M_{\text{Gleit}} = M_c \cdot \text{sgn}(\dot{\theta}) \quad (2)$$

Der Betrag wird durch M_c bestimmt. Nur das Vorzeichen ändert sich mit der Rotationsrichtung. Die Reibung in einem Wellgetriebe weist einen weitaus komplexeren Zusammenhang auf, daher ist die Gleitreibung allein zur Modellbildung nicht präzise genug.

Viskose Reibung

Die viskose Reibung $M_v(\dot{\theta})$ ist geschwindigkeitsabhängig und wird beschrieben durch

$$M_v(\dot{\theta}) = f_v \cdot \dot{\theta}. \quad (3)$$

Dieser lineare Zusammenhang zwischen Winkelgeschwindigkeit und Reibungsmoment beschreibt eine Reibmomentverstärkung bei zunehmender Geschwindigkeit. Der Parameter f_v ist dabei das Maß für die Verstärkung. In komplexeren Anwendungen

ist der lineare Zusammenhang nicht ausreichend, weshalb das Modell mit einem Parameter δ_v um eine exponentielle Verstärkung ergänzt wird [1].

$$M_v(\dot{\theta}) = f_v \cdot \left| \dot{\theta} \right|^{\delta_v} \cdot \text{sgn}(\dot{\theta}) \quad (4)$$

Haftreibung

Die Haftreibung tritt an ruhenden Körpern auf. Dabei bestimmt die Rauheit der sich berührenden Oberflächen maßgeblich das Haftreibmoment M_s , auch Losbrechmoment genannt. Die Haftreibung beschreibt das Moment, das notwendig ist, einen Körper aus der Ruhe in eine Bewegung zu versetzen. Sie gilt demnach bei $\dot{\theta} \simeq 0 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$.

Stribeck-Kurve

Die statische Reibung $M_{R,\text{Statisch}}(\dot{\theta})$ beinhaltet neben der viskosen Reibung auch weitere Effekte, welche in $M_g(\dot{\theta})$ zusammengefasst sind. Die statische Reibung ist die Summe dieser Komponenten:

$$M_{R,\text{Statisch}}(\dot{\theta}) = M_v(\dot{\theta}) + M_g(\dot{\theta}) \quad (5)$$

$M_g(\dot{\theta})$ wird durch die Stribeck-Funktion beschrieben. Diese beinhaltet sowohl die Haftreibung M_s , als auch die Coulomb'sche Reibung M_c [1]:

$$M_{g,\text{Stribeck}}(\dot{\theta}) = \text{sgn}(\dot{\theta}) \cdot (M_c + (M_s - M_c) \cdot e^{-|\dot{\theta}/v_s|^{\delta_s}}) \quad (6)$$

v_s wird als Stribeck-Geschwindigkeit bezeichnet, δ_s ist ein Exponent, der eine Nicht-linearität beschreibt.

Unter Benutzung des Stribeck-Modells für die Reibungseffekte M_g ergibt sich für die statische Reibung mit den Parametern aus Tabelle 1 die Gleichung:

$$M_{R,\text{Statisch}}(\dot{\theta}) = \text{sgn}(\dot{\theta}) \cdot (f_v \cdot \left| \dot{\theta} \right|^{\delta_v} + M_c + (M_s - M_c) \cdot e^{-|\dot{\theta}/v_s|^{\delta_s}}) \quad (7)$$

Tabelle 1: Statische Reibungsmodell-Parameter

f_v	Viskoser Reibungskoeffizient	$\left[\frac{\text{N m s}}{\text{rad}} \right]$
M_c	Coulomb'sche Reibung	$[\text{Nm}]$
M_s	Haftreibung	$[\text{Nm}]$
v_s	Stribeck-Geschwindigkeit	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$
δ_s	Stribeck-Exponent	$[1]$
δ_v	Viskoser Reibungsexponent	$[1]$

Abbildung 4 stellt die statische Reibung, sowie deren Komponenten, die Stribeck-Reibung und viskose Reibung, über der Winkelgeschwindigkeit dar.

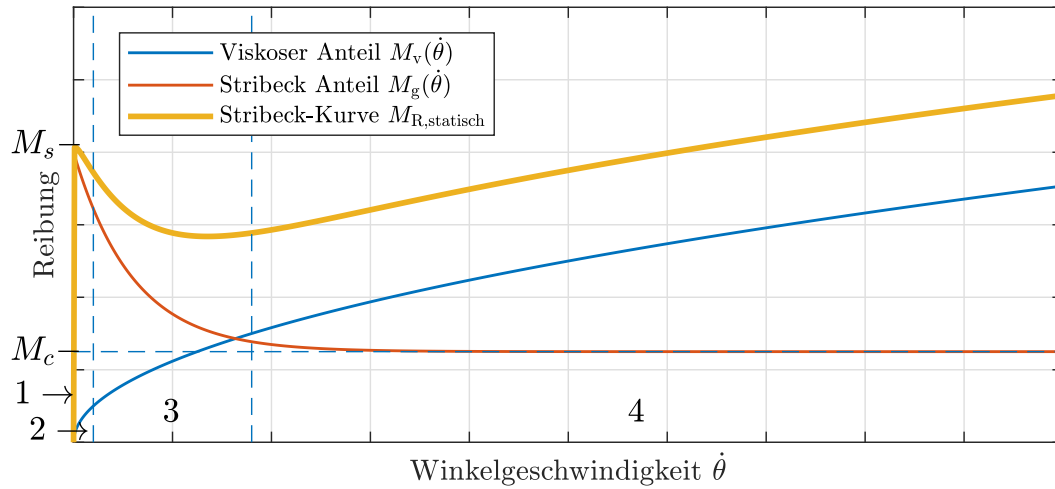


Abbildung 4: Statische Reibung (Stribeck-Kurve und viskose Reibung)

Erkennbar sind die folgenden beiden Grenzwerte:

$$\lim_{\dot{\theta} \rightarrow +\infty} M_g(\dot{\theta}) = M_c \quad \text{und} \quad \lim_{\dot{\theta} \rightarrow 0^+} M_g(\dot{\theta}) = M_s \quad (8)$$

Da außerdem $M_g(0) = 0 \text{ Nm}$ ist, ist die Stribeck-Funktion nicht stetig.

Dieses Modell der statischen Reibung lässt sich in vier Geschwindigkeitsbereiche, welche in Abbildung 4 markiert sind, unterteilen:

1. Haftreibung bei $\dot{\theta} \simeq 0 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
2. Grenzreibung
3. Mischreibung
4. Flüssigkeitsreibung

Haftreibung bei $\dot{\theta} \simeq 0 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$: Die sich berührenden Oberflächen verhalten sich wie eine Feder, bis das kritische Losbrechmoment überschritten wird und die Oberflächen beginnen aufeinander zu gleiten.

Grenzreibung: Ist das Losbrechmoment überwunden, die Rotationsgeschwindigkeit aber gering, so tritt noch keine Flüssigschmierung auf. Die Grenzreibung ist in den meisten Fällen größer als die Mischreibung im Übergang zur Flüssigkeitsreibung.

Mischreibung: Mit zunehmender Drehgeschwindigkeit nimmt die Flüssigschmierung zu. Das Schmiermittel wird in die Kontaktflächen gedrückt und dort aufgrund der Zentrifugalkraft gehalten. Aufgrund der zunehmenden Schmierung nimmt die Reibung ab, bis der Raum zwischen den Kontaktflächen vollständig mit dem Schmiermittel gefüllt ist [2]. Dieser Bereich wird auch partielle Schmierung genannt.

Flüssigkeitsreibung: Im Bereich der Flüssigkeitsreibung ist der Raum zwischen den Kontaktflächen vollständig vom Schmiermittel gefüllt. Somit berühren sich die Kontaktflächen nicht mehr direkt und die Reibung kann rein hydrodynamisch als viskose Reibung modelliert werden. [2]

Erweitertes Stribeck-Modell

Um die Reibeigenschaften eines Wellgetriebes präziser beschreiben zu können, muss die geschwindigkeitsabhängige Stribeck-Kurve erweitert werden. Neben der Geschwindigkeit nimmt die Getriebetemperatur starken Einfluss auf die Reibung und soll daher modelliert werden. Dazu werden zwei verschiedene Annahmen getroffen, für die je ein Modell erstellt wird:

1. Die einzelnen Reibkomponenten (Viskose, Coulomb'sche Reibung und Stribeck-Geschwindigkeit) sind temperaturabhängig
2. Nur die viskose Reibung M_v ist temperaturabhängig

Annahme 1 Es wird angenommen, dass sich viskose Reibung, die Coulomb'sche Reibung und die Stribeck-Geschwindigkeit voneinander getrennt temperaturabhängig verhalten. Dazu werden die Parameter f_v , M_c , v_s und δ_v durch temperaturabhängige Polynome ersetzt, beispielsweise durch:

$$f_v(T) = v_0 + v_1 \cdot T + v_2 \cdot T^2 \quad (9)$$

Durch eine geschickte Wahl des Polynomgrades soll die Anzahl der Parameter minimiert werden. Die Formel für die temperatur- und geschwindigkeitsabhängige Reibung nach Annahme 1 lautet:

$$M_{R, \text{Statisch}}(\dot{\theta}, T) = M_v(\dot{\theta}, T) + M_g(\dot{\theta}, T) \quad (10)$$

$$M_{R, \text{Statisch}}(\dot{\theta}, T) = \text{sgn}(\dot{\theta}) \cdot (f_v(T) \cdot |\dot{\theta}|^{\delta_v(T)} + M_c(T) + (M_s - M_c(T)) \cdot e^{-|\dot{\theta}/v_s(T)|^{\delta_s}}) \quad (11)$$

Annahme 2 Es wird angenommen, dass eine Temperaturänderung die viskose Reibung beeinflusst, ohne den Stribeck-Anteil zu beeinflussen. Diese Annahme ist vereinfacht, aber möglicherweise ausreichend, um die Temperaturabhängigkeit zu beschreiben. Dabei gilt:

$$M_{R, \text{Statisch}}(\dot{\theta}, T) = M_v(\dot{\theta}, T) + M_g(\dot{\theta}) = f_v(T) \cdot |\dot{\theta}|^{\delta_v} \cdot \text{sgn}(\dot{\theta}) + M_g(\dot{\theta}) \quad (12)$$

Die Funktion $f_v(T)$ wird durch ein Polynom 2. Grades dargestellt und beschreibt die lineare Temperaturabhängigkeit der viskosen Reibung.

1.4.2 Dynamische Reibung (LuGre-Modell)

Das statische Reibungsmodell bildet die Reibung vor allem bei Bewegungen mit konstanter Winkelgeschwindigkeit gut ab. Dynamische Reibungseffekte können durch eine statische Modellierung nicht abgebildet werden.

Das Lund-Grenoble-Modell (LuGre-Modell) eignet sich dazu, die Stribeck-Kurve um ein zeitdynamisches Verhalten zu erweitern. Das Modell basiert auf der Annahme, dass die reibenden Oberflächen aus Borsten bestehen, die ein federartiges Verhalten bei kleinen Bewegungen aufweisen. Damit lassen sich Reibungsphänomene, die experimentell beobachtet wurden, wie das Vorgleiten, variierende Losbrechmomente, Stick-Slip und die Reibungsverzögerung gut nachbilden. Dennoch ist es für die Modellierung vereinzelter Reibungsphänomene nicht geeignet. Zum Beispiel weist das LuGre-Modell ein nicht physikalisch validiertes Driften bei kleinen angreifenden Vibrationskräften auf [2]. Für den Einsatz in mechatronischen Systemen mit Positions- oder Geschwindigkeitsregelung ist es aber ausreichend genau.

Mit der gemittelten Borstenbiegung $z(t)$, dem durchschnittlichen Borstensteifigkeitskoeffizienten σ_0 , dem durchschnittlichen Dämpfungskoeffizienten σ_1 der Borsten, der Stribeck-Funktion $M_g(\dot{\theta}, T)$ und der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\theta}$ wird das Borstenverhalten des LuGre-Modells durch die nichtlineare Differentialgleichung erster Ordnung

$$\dot{z}(t) = \dot{\theta}(t) - \sigma_0 \cdot \frac{|\dot{\theta}(t)|}{M_g(\dot{\theta}(t), T)} \cdot z(t) \quad (13)$$

beschrieben. Das dynamische Reibungsmodell ergibt sich dann zu:

$$M_{R, \text{Dynamisch}}(t, \dot{\theta}, T) = \sigma_0 \cdot z(t) + \sigma_1 \cdot \dot{z}(t) + M_v(\dot{\theta}, T) \quad (14)$$

2 DMI-Prüfstand

Messaufzeichnungen werden an einem DMI-Prüfstand durchgeführt. Dieser wird in verschiedenen Aufbauten für alle Messungen dieser Arbeit verwendet. Das zu untersuchende Wellgetriebe wird von der *Harmonic Drive AG* produziert und in dieser Arbeit als HD-Getriebe abgekürzt.

2.1 Hardware

Der Aufbau zur Reibungsidentifikation, wie in Abbildung 5, besteht aus (von links nach rechts) Servomotor, Drehmomentsensor, HD-Getriebe, Drehmomentsensor, Positionsenncoder und einer trägen Masse.

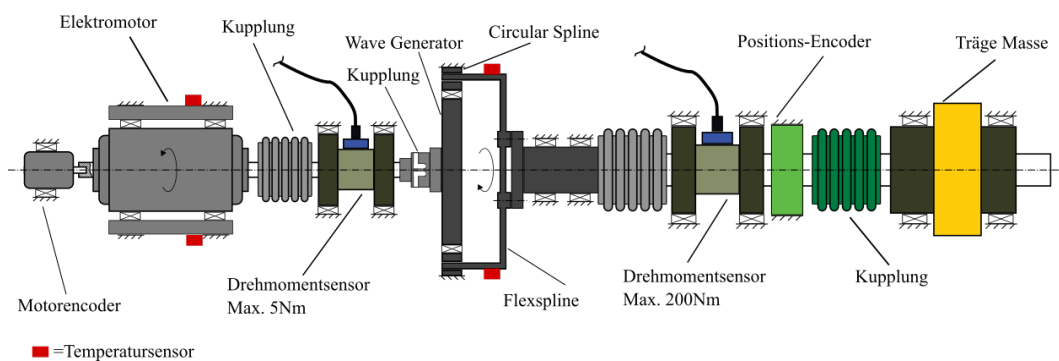


Abbildung 5: Drehmoment- und Identifikationsprüfstand: Aufbau zur Reibungsidentifikation [3]

Die Komponenten sind jeweils durch Kupplungen miteinander verbunden, wobei die Kupplung, die die träge Masse verbindet, elastisch ist. Um eine optimale Ausrichtung der Komponenten zu erreichen, werden die Komponenten jeweils in Reitern montiert und mit einer Feder in der Präzisionsnut eines massiven Eisentisches ausgerichtet. Um den radialen Wellenversatz und den Winkelfehler zu minimieren, werden die Reiter inklusive der Komponenten mit einem 3D-Koordinaten-Messsystem einzeln vermessen und gegebenenfalls deren Ausrichtung mit Passscheiben korrigiert. Durch dieses System können einzelne Komponenten entfernt werden und der Prüfstand für verschiedene Aufbauten verwendet werden. Beispielsweise kann die träge Masse entfernt werden oder statt einer elastischen eine steife Kupplung verwendet werden. An Motor und Getriebe sind je zwei redundante Temperatursensoren angebracht, um jeweils die Gehäusetemperatur zu messen.

2.1.1 Servomotor ILM50

Der treibende Motor ist ein RoboDrive ILM50x14 der Firma TQ-Drives. Dieser wird in stern-paralleler Verschaltung betrieben, das Datenblatt des Motors (Tabelle 2) führt jedoch die Eigenschaften für eine stern-serielle Verschaltung auf. Durch die parallele Verschaltung lässt sich die Maximaldrehzahl verdoppeln. Die Werte für eine parallele Verschaltung können mithilfe der Eigenschaften bei serieller Verschaltung ermittelt werden.

Tabelle 2: Auszug aus dem ILM50x14-Datenblatt [4] (stern-seriell)

Nennspannung	48 V
Nennstrom	5 A
Nennmoment	0,5 Nm
Lastfreie Maximaldrehzahl	$3500 \frac{1}{\text{min}}$
Rotorträgheit	$0,086 \text{ kg cm}^2$
Drehmomentkonstante	$0,098 \frac{\text{Nm}}{\text{A}}$

Abbildung 6 zeigt links das elektrische Ersatzschaltbild für Synchronmotoren mit stern-serieller Verschaltung. Dabei bilden je zwei Motorspulen (S) in Serie einen Strang.

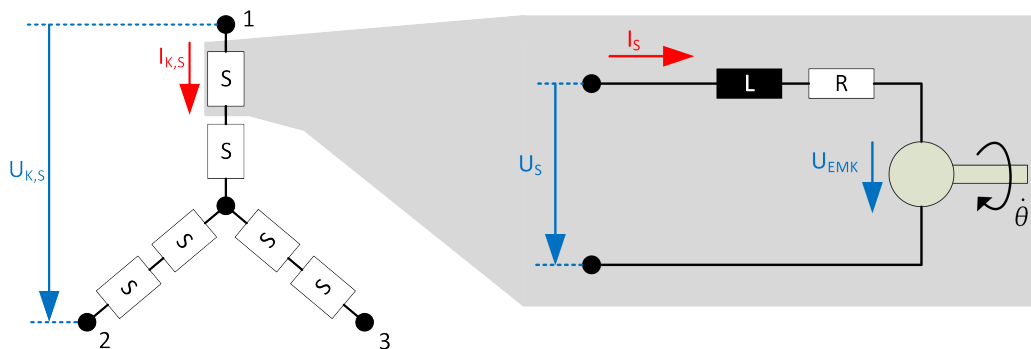


Abbildung 6: Elektrisches Ersatzschaltbild eines stern-seriellen Synchronmotors

Die Anschlusspunkte 1,2 und 3 werden als Klemmen bezeichnet. Die Steuerelektronik steuert den Motor an, indem sie den Strom $I_{K,S}$ zwischen zwei Klemmen schaltet und regelt. Dabei fällt die Spannung $U_{K,S}$ ab. Auf der rechten Seite von Abbildung 6 ist das Ersatzschaltbild einer Motorspule dargestellt. L repräsentiert die Induktivität und R den ohm'schen Widerstand einer Motorspule. Die Spulen sind im Stator des

Motors verbaut. Im Rotor sind Permanentmagnete verbaut. Der Spulenstrom I_S entspricht in seriellern Betrieb dem Klemmenstrom $I_{K,S}$. Für die Spannung U_S , die an einer Motorspule anliegt, gilt bei serieller Verschaltung $U_S = \frac{U_{K,S}}{4}$.

Bei Rotation des Motors wird aufgrund des dabei wechselnden Magnetfeldes eine Spannung U_{EMK} in die Spulen induziert. Dieser Effekt wird Gegen-EMK (Gegen-Elektromotorische Kraft) genannt. Diese Spannung nimmt mit der Rotationsgeschwindigkeit zu, wodurch die maximale Drehzahl erreicht wird, wenn $U_{EMK} - U_S = 0$. Für die maximale Spulenspannung gilt: $U_S = \frac{U_{K,S}}{4} = \frac{48\text{ V}}{4} = 12\text{ V}$

Um nun die maximale Drehzahl zu erhöhen, wird statt der stern-seriellen Verschaltung eine stern-parallele Verschaltung (Abbildung 7) gewählt.

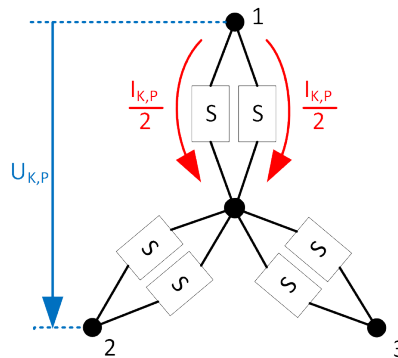


Abbildung 7: Elektrisches Ersatzschaltbild eines stern-parallelen Synchronmotors

Auch hier liegt zwischen zwei Klemmen eine maximale Spannung $U_{K,P} = 48\text{ V}$ an. Für die Spannung, die an einer Motorspule abfällt gilt $U_S = \frac{48\text{ V}}{2} = 24\text{ V}$. Die maximal induzierbare Spannung durch Gegen-EMK bei Rotation ist doppelt so hoch und damit ebenso die theoretische Maximaldrehzahl. Die tatsächliche Maximaldrehzahl liegt aufgrund der Stromregelung unter dem theoretischen Wert.

Das erzeugte Drehmoment des Motors ist abhängig vom Spulenstrom I_S , welche in parallelem Aufbau der Hälfte des Klemmenstroms entspricht. Die Drehmomentkonstante beträgt daher die Hälfte der Drehmomentkonstante bei seriellern Aufbau. Um dennoch ein Nenndrehmoment von $0,5\text{ Nm}$ zu erreichen, muss der Nennstrom auf 10 A verdoppelt werden. Dies ist möglich, da die Kontaktstellen der Motorspulen für den doppelten Strom ausgelegt sind.

Kurzzeitig kann der Strom auf 23 A erhöht werden, wodurch der Motor ein Maximaldrehmoment von 1 Nm erreicht. Die Werte in Tabelle 3 wurden mithilfe der Werte des Datenblatts [4] errechnet. Die Drehmomentkonstante ist nur bei Strömen unterhalb

des Nennstroms gültig. Da der Zusammenhang von Motorstrom und erzeugtem Drehmoment zur Reibungskompensation benötigt wird, wird dieser Zusammenhang in Unterabschnitt 3.1 präziser untersucht.

Tabelle 3: ILM50x14-Eigenschaften (stern-parallel)

Nennspannung	48 V
Nennstrom	10 A
Nenndrehmoment	0,5 Nm
Maximalstrom	23 A
Maximaldrehmoment	1 Nm
Theoretische lastfreie Maximaldrehzahl	7000 $\frac{1}{\text{min}}$
Rotorträgheit	0,086 kg cm ²
Drehmomentkonstante	0,049 $\frac{\text{Nm}}{\text{A}}$

2.1.2 Drehmomentsensoren

Die beiden Drehmomentsensoren vor und nach dem Getriebe messen das Drehmoment berührungslos, um möglichst wenig Einfluss auf die Reibung zu nehmen. Aufgrund der Übersetzung ist der Drehmomentsensor auf Antriebsseite kleiner ausgelegt, als auf der Abtriebsseite. Auf der Antriebsseite des Getriebes kommt die 5 Nm-Variante, auf der Abtriebsseite die 200 Nm-Variante des DR-2643 der Firma LORENZ MESSTECHNIK GmbH zum Einsatz. Es wird bei beiden Sensoren die hohe Genauigkeitsklasse von 0,05 % vom Endwert verwendet, um die Messgenauigkeit zu erhöhen. Folgende Eigenschaften können dem Datenblatt der Sensoren [5] entnommen werden:

Tabelle 4: Auszug aus dem DR2643-Datenblatt

Baugröße	DR-2643 5 Nm	DR-2643 200 Nm
Nenndrehmoment	5 Nm	200 Nm
Maximaldrehzahl	30 000 $\frac{1}{\text{min}}$	15 000 $\frac{1}{\text{min}}$
Genauigkeitsklasse	0,05 % v.E.	0,05 % v.E.
Genauigkeit	0,0025 Nm	0,1 Nm
Reproduzierbarkeit	±0,02 %	±0,02 %

In dieser Arbeit wird der Drehmomentsensor am Antrieb als *Drehmomentsensor* 5 Nm ($M_{5\text{Nm}}$), der am Abtrieb als *Drehmomentsensor* 200 Nm ($M_{200\text{Nm}}$) bezeichnet.

2.1.3 Harmonic Drive®-Getriebe CSD-25-80-2A

In Roboterapplikationen werden häufig HD-Getriebe eingesetzt. Diese zeichnen sich durch hohe Übersetzungsverhältnisse (1:30 - 1:320) auf geringem Bauraum bei niedrigem Gewicht aus. Sie sind spielfrei und dadurch gut für Positionierungsaufgaben geeignet. Als Nachteil weisen sie eine hohe Reibung auf.

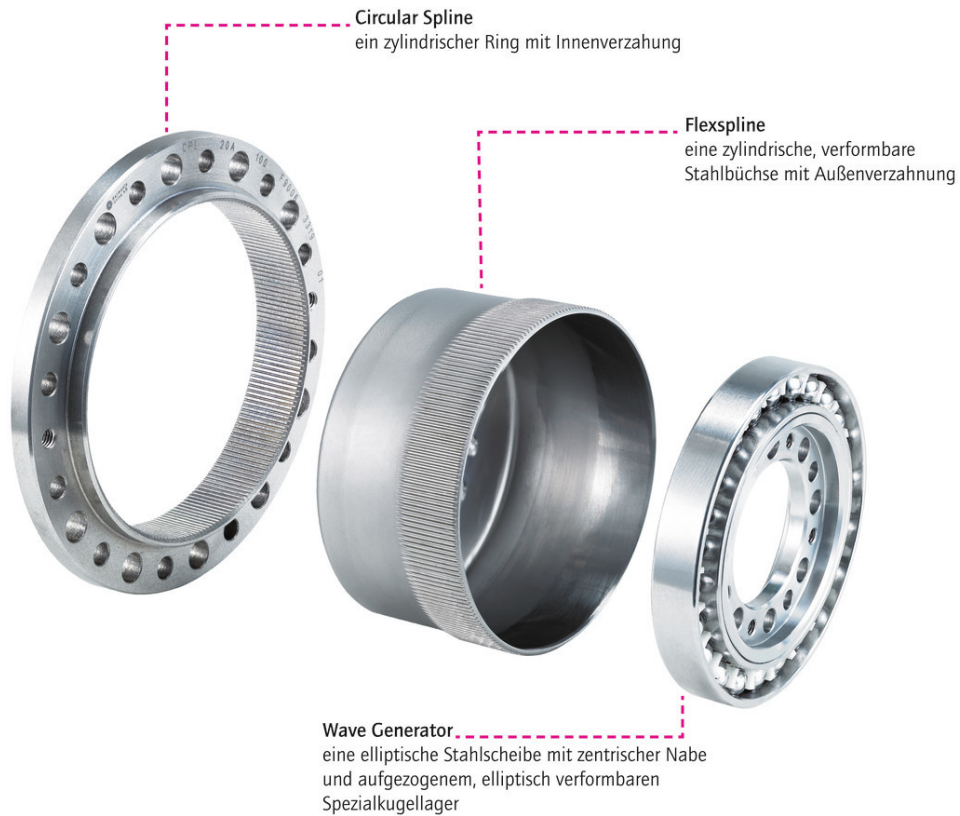


Abbildung 8: Harmonic Drive®-Getriebe [6]

Aufbau

Ein HD-Getriebe besteht aus drei Komponenten (siehe Abbildung 8):

- Wave Generator: Ovals Kugellager (Antrieb)
- Flexspline: Flexible, dünne und zylinderförmige Stahlhülse mit Außenverzahnung (Abtrieb)
- Circular Spline: Steifer Stahlring mit Innenverzahnung (Fixiert)

Im Projekt DAVID des DLR wird der Wave Generator mit dem Antrieb und der Flexspline mit dem Abtrieb verbunden. Der Wave Generator wird passgenau in den Flexspline eingesetzt. Dabei bilden die Vorderseiten des Wave Generators und des Flexsplines eine plane Fläche. Wird der Wave Generator zu weit in den Flexspline gesteckt, steigen aufgrund der Deformationsarbeit im Flexspline die Reibungsverluste stark an. Der Circular Spline ist mit dem Gehäuse verbunden und bildet das Gegenstück zur Außenverzahnung des Flexsplines.

Alle Kontakt- und Reibflächen werden mit einem speziellen Fett dauerhaft vor Abnutzung geschützt. Außerdem verringert die Schmierung die Reibung und sorgt für eine bessere Wärmeabfuhr.

Das Übersetzungsverhältnis resultiert aus dem Zähneverhältnis von Flex- und Circular Spline. Pro Umdrehung am Antrieb wird der Flexspline relativ zum Circular Spline um einen Zahn versetzt. Bei einer Zähnezah von $Z_c = 162$ am Circular Spline und einem Flexspline mit $Z_f = 160$ Zähnen, ergibt sich das Übersetzungsverhältnis $i_{HD} = \frac{Z_f - Z_c}{Z_f} = \frac{160 - 162}{160} = -\frac{1}{80}$.

Die Eigenschaften des verwendeten CSD-25-80-2A HD-Getriebe werden dem Datenblatt [7] entnommen.

Tabelle 5: Auszug aus dem HD-Datenblatt

Baugröße	CSD-25-80-2A
Übersetzungsverhältnis	1 : 80
Nenndrehmoment	44 Nm
Grenzwert für mittleres Durchschnittsmoment	60 Nm
Grenzwert für wiederholtes Spitzenmoment	96 Nm
Grenzwert für kurzzeitiges Spitzenmoment	152 Nm
Grenzwert der Durchschnittsdrehzahl	3500 $\frac{1}{\text{min}}$
Grenzwert der Maximaldrehzahl	5600 $\frac{1}{\text{min}}$
Positionierungsgenauigkeit	$2,8 \cdot 10^{-4}$ rad
Torsionssteifigkeit bis 14 Nm Last	$2,7 \cdot 10^4 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
Torsionssteifigkeit bis 48 Nm Last	$3,7 \cdot 10^4 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
Torsionssteifigkeit bis Spitzenmoment	$4,7 \cdot 10^4 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
Maximale Haftreibung (bei 20 °C)	8,8 Nm

Die Haftreibung variiert laut Datenblatt stark. Die minimale Haftreibung beträgt demnach ungefähr die Hälfte oder ein Drittel der maximalen Haftreibung [7].

Planetengetriebe stellen eine Alternative zu HD-Getrieben dar und werden häufig

in Roboterapplikationen eingesetzt. Sie weisen deutlich weniger Reibung auf, sind jedoch nicht spielfrei. Um mit Planetengetrieben hohe Übersetzungsverhältnisse zu erreichen, benötigen diese deutlich mehr Bauraum und Gewicht als HD-Getriebe. Deshalb finden sie in kompakten Roboteranwendungen seltener Anwendung.

2.1.4 Positionencoder Heidenhain ECN125

Der Positionencoder abtriebsseitig dient zur Ermittlung der Torsionssteifigkeit und des Spiels im Antriebsstrang, sowie zur Validierung des Motorpositionencoders. Folgende Werte sind dem Datenblatt [8] entnommen:

Tabelle 6: Auszug aus dem ECN125-Datenblatt

Positionen/U	33 554 432 (25 Bit)
Systemgenauigkeit	$9,7 \cdot 10^{-5}$ rad

2.1.5 Temperatursensor IST TSic716

Die Temperaturmessung am Getriebe ist sowohl für die Messungen zur Modellbildung, als auch zur Anwendung des Modells essentiell. Daher muss die Temperaturmessung präzise und mit hoher Wiederholgenauigkeit ausgeführt werden.

Die Temperatur soll dort gemessen werden, wo die meiste Reibung auftritt. Da die Temperaturmessung direkt an der Reibfläche zwischen Flexspline und Circular Spline technisch nicht möglich ist, wird die Temperatur am Gehäuse des HD's gemessen (siehe Abbildung 9 'Aktuelle Sensorposition').

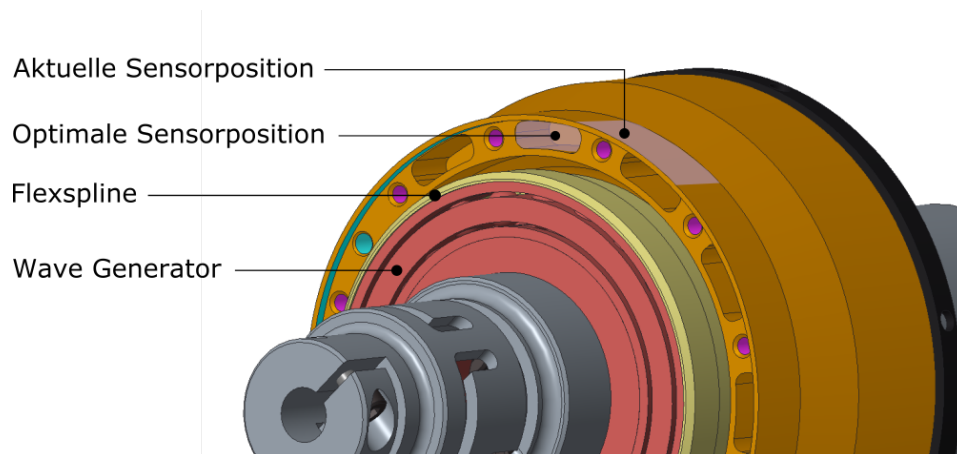


Abbildung 9: HD: Positionierung des Temperatursensors

Eine Verringerung des Temperaturübergangs führt zu einer geringeren zeitlichen Verzögerung in der Temperaturmessung. Wird der Temperatursensor in einer der Aussparungen ('Optimale Sensorposition') angebracht, so lassen sich Einflüsse durch die Umgebung (äußere Wärmestrahlung und Umgebungstemperatur) eliminieren. Dort ist der Sensor außerdem vor mechanischer Krafteinwirkung geschützt.

Der Temperaturgradient vom Flexspline zum Gehäuse wird als konstant angenommen. Um den Temperaturgradienten zwischen Gehäuse und Sensor zu minimieren, werden die Sensoren mit *3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive EC-2216 B/A Gray* Zweikomponentenkleber angebracht. Dieser weist eine hohe thermische Leitfähigkeit von $0,394 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ [9] auf.

Die Verwendung von analogen Sensoren (PT100) war vorausgehend nicht erfolgreich, da die Messung durch Störeinflüsse der Elektronik (v.a. Motor) zu unpräzise war. Daher wurden diese durch digitale Sensoren ersetzt.

Zum Einsatz kommen TSic716 Temperatursensoren der Firma *Innovative Sensor Technology*. Folgende Werte sind aus dem Datenblatt [10] entnommen:

Tabelle 7: Auszug aus dem TSic716-Datenblatt

Betriebstemperaturbereich	−10 °C bis 60 °C
Auflösung	4 mK(14 Bit)
Genauigkeitsbereich 1 (25 °C bis 45 °C)	±0,07 K
Genauigkeitsbereich 2 (−10 °C bis 60 °C)	±0,2 K

2.1.6 Drehmoment durch Massenträgheit

Die Massenträgheitsmomente der einzelnen Komponenten sind aus den CAD-Modellen bzw. den Datenblättern der Komponenten entnommen:

- $J_{\text{ILM50}} = 16\,584,4108 \text{ g mm}^2$
- $J_{\text{Kupplung,MK2-20-35}} = 2500 \text{ g mm}^2$ [11]
- $J_{\text{DR-5Nm}} = 9460 \text{ g mm}^2$ [5]
- $J_{\text{Kupplung,Elast}} = 7051,3701 \text{ g mm}^2$
- $J_{\text{HD,WaveGenerator}} = 26\,597,331 \text{ g mm}^2$
- $J_{\text{HD,Abtriebswelle}} = 98\,900,068 \text{ g mm}^2$
- $J_{\text{Kupplung,BK2-200-105}} = 3\,200\,000 \text{ g mm}^2$ [12]
- $J_{\text{DR-200Nm}} = 980\,000 \text{ g mm}^2$ [5]
- $J_{\text{DR-200Nm, Abtriebswelle}} = 1\,159\,772,4 \text{ g mm}^2$
- $J_{\text{Heidenhain}} = 350\,000 \text{ g mm}^2$ [8]
- $J_{\text{Kupplung,SLE-60}} = 1\,000\,000 \text{ g mm}^2$ [13]
- $J_{\text{Masse}} = 13\,190\,114 \text{ g mm}^2$

Das Massenträgheitsmoment des Prüfstandes wird zunächst für die Antriebs- und Abtriebsseite getrennt betrachtet:

$$J_{\text{Antrieb}} = J_{\text{ILM50}} + J_{\text{Kupplung,MK2-20-35}} + J_{\text{DR-5Nm}} + J_{\text{Kupplung,Elast}} + J_{\text{HD,WaveGenerator}} = 62\,193,11 \text{ g mm}^2 \quad (15)$$

$$J_{\text{Abtrieb}} = J_{\text{HD,Abtriebswelle}} + J_{\text{Kupplung,BK2-200-105}} + J_{\text{DR-200Nm}} + J_{\text{DR-200Nm, Abtriebswelle}} + J_{\text{Encoder}} + J_{\text{Kupplung,SLE-60}} + J_{\text{Masse}} = 19\,978\,786,468 \text{ g mm}^2 \quad (16)$$

Daraus resultiert mit $J_{\text{ges, Abtrieb}} = J_{\text{Antrieb}} \cdot 80^2 + J_{\text{Abtrieb}} = 0,418 \text{ kg m}^2$ das Moment:

$$M_T = J_{\text{ges, Abtrieb}} \cdot \ddot{\theta} \quad (17)$$

2.1.7 Reibung im DMI-Prüfstand

Im gesamten Antriebs- und Abtriebsstrang des Prüfstandes tritt Reibung auf. Sie lässt sich in drei Abschnitte unterteilen:

1. Motor bis Drehmomentsensor 5 Nm
 - Motorreibung (Motorlagerung, magnetische Reibung)
 - Reibung in Kupplung durch Deformation
 - Reibung im antriebsseitigen Lager des Drehmomentsensors 5 Nm
2. Drehmomentsensor 5 Nm bis Drehmomentsensor 200 Nm
 - Reibung im abtriebsseitigen Lager des Drehmomentsensors 5 Nm
 - Reibung in Kupplung durch Deformation
 - Reibung im HD
 - Reibung in Kupplung durch Deformation
 - Reibung im antriebsseitigen Lager des Drehmomentsensors 200 Nm
3. Reibung am Abtrieb
 - Reibung im abtriebsseitigen Lager des Drehmomentsensors 200 Nm
 - Reibung in Kupplung durch Deformation
 - Reibung in der Lagerung der trägen Masse

Die Reibung in den Lagerungen der Drehmomentsensoren und in den Kupplungen sind gering und werden vernachlässigt. Damit kann die Reibung am Antrieb (1. Abschnitt) berechnet werden durch:

$$M_{R, \text{Antrieb}} = M_{\text{Motor}} - M_{5\text{Nm}} \quad (18)$$

Die Reibung zwischen dem 5 Nm und 200 Nm Drehmomentsensor (2. Abschnitt) entspricht dann der Getriebereibung. Diese kann berechnet werden mit:

$$M_{R, \text{HD}} = M_{5\text{Nm}} - M_{200\text{Nm}} \cdot \left(-\frac{1}{80}\right) \quad (19)$$

Die Reibung am Abtrieb (3. Abschnitt) entspricht dem gemessenen Drehmoment des Drehmomentsensor 200 Nm:

$$M_{R, \text{Abtrieb}} = M_{200\text{Nm}} \quad (20)$$

Die Modellierung der Reibung bezieht sich auf die Motorreibung und Getriebereibung:

$$M_{R, \text{Modell}} = M_{R, \text{Antrieb}} + M_{R, \text{HD}} = M_{\text{Motor}} - M_{200\text{Nm}} \cdot \left(-\frac{1}{80}\right) \quad (21)$$

2.2 Software

Zur Steuerung, Regelung, Messaufzeichnung und Echtzeitüberwachung der Aktoren und Sensoren wird MATLAB SimuLink[®] (SimuLink[®]) verwendet. Dort werden die Messdaten der Drehmomentsensoren, des Positionencoders, des Motors und der Temperatursensoren bereitgestellt. Sämtliche Regelungen, inklusive der Reibungs- und Massenträgheitskompensation, werden in einem SimuLink[®]-Modell implementiert. Auch Messabläufe und alle weiteren Untersuchungen werden dort realisiert.

Das SimuLink[®]-Modell wird als kompilierter C-Code auf einem Echtzeit-Rechner ausgeführt, der nur für diesen Zweck am Prüfstand verwendet wird. Dieser kommuniziert über eine SpaceWire-Verbindung mit der Motorelektronik. Die Messwerte der analogen Drehmomentsensoren werden mit einer PCI-Karte von National Instruments digitalisiert und an das Echtzeitsystem übertragen.

Die Steuerung zur Laufzeit des Modells geschieht an einem Remote-Rechner, der über das interne Netzwerk mit dem Echtzeit-Rechner verbunden ist. Die Samplerate des Modells ist 3 kHz, Messungen werden aus Speichergründen mit 1 kHz aufgezeichnet. Aufgezeichnete Messdaten werden im Anschluss in MATLAB[®]R2014b (MATLAB[®]) ausgewertet. Alle Graphen in dieser Arbeit wurden ebenfalls mit MATLAB[®] erstellt.

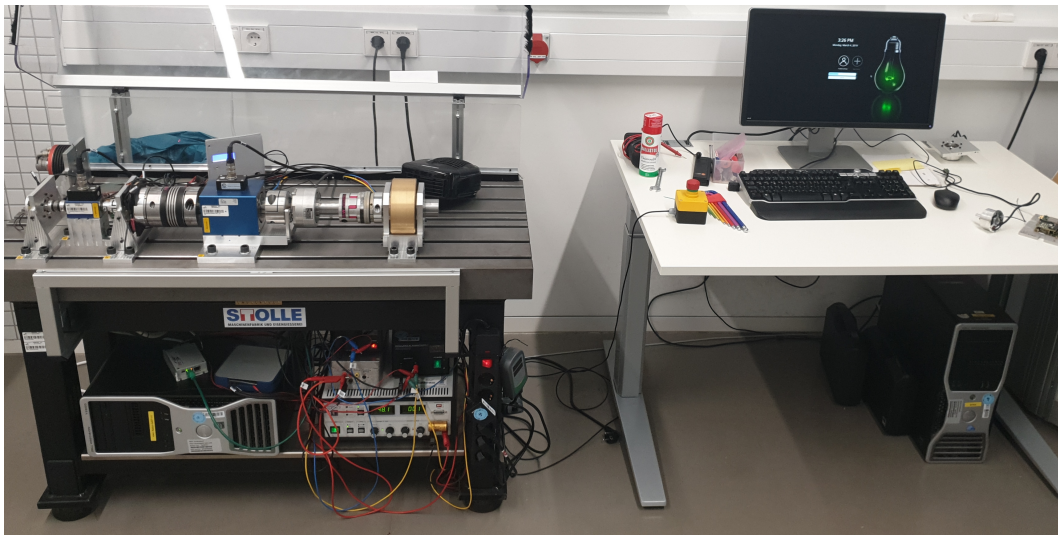


Abbildung 10: Drehmoment- und Identifikationsprüfstand

3 Systemanalyse

Basis für die Modellierung der Reibung ist das vom Motor erzeugte Drehmoment, die Rotationsgeschwindigkeit, sowie die Getriebetemperatur, die am Gehäuse des Getriebes gemessen wird. Alle weiteren Einflussgrößen (wie z.B.: abtriebsseitige Last) werden nicht modelliert. In diesem Abschnitt werden Einflussfaktoren des Prüfstandes auf die Messungen analysiert.

3.1 Berechnung des Motordrehmoments

Das Motordrehmoment M_{Motor} kann mithilfe der Drehmomentkonstante k_T und dem Motorstrom I_q berechnet werden.

$$M_{\text{Motor}} = I_q \cdot k_T \quad (22)$$

Diese Annahme ist bei Strömen unterhalb des Nennstroms und konstanter Motortemperatur gültig. Bei höheren Strömen findet eine magnetische Sättigung der Eisenkerne des Motors statt, was zu einer Schwächung des Drehmoments führt.

Desweiteren ist die Magnetkraft der Permanentmagnete des Motors temperaturabhängig. Bei höheren Temperaturen tritt ein Verlust der Magnetisierung ein, wodurch ebenso das erzeugte Drehmoment des Motors abnimmt. Dieser Verlust ist bis zu einer gewissen Temperatur reversibel, bevor der Magnet temperaturbedingt beginnt zu entmagnetisieren.

Messaufbau

Zur Ermittlung des Zusammenhangs zwischen Motordrehmoment und Motorstrom wird der Motor mit dem Drehmomentsensor verbunden und die Achse rotatorisch fixiert (Abbildung 11). Dadurch kann das erzeugte Drehmoment des Motors gemessen werden. Am Gehäuse des Motors sind zwei sich gegenüberliegende Temperatursensoren angebracht.

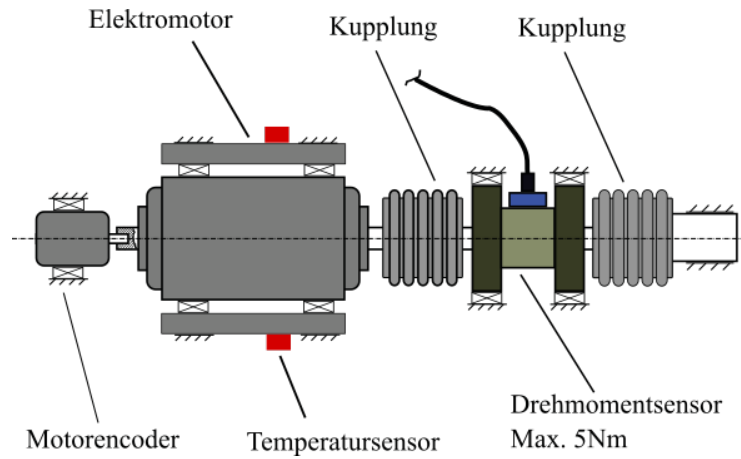


Abbildung 11: DMI-Prüfstand: Aufbau zur Identifikation des Zusammenhangs zwischen Motorstrom und Drehmoment [3]

Messablauf

Es wird ein sinusförmiger Strom kommandiert. Der Maximalstrom des Motors ist dabei $I_q = \pm 23 \text{ A}$ und erzeugt ein maximales Drehmoment von $1,03 \text{ Nm}$. Gemessen wird das Drehmoment mithilfe des Drehmomentsensors. Während der Messung steigt die Temperatur am Motorgehäuse durch freiwerdende Verlustleistung von 25°C auf 50°C an (Abbildung 12).

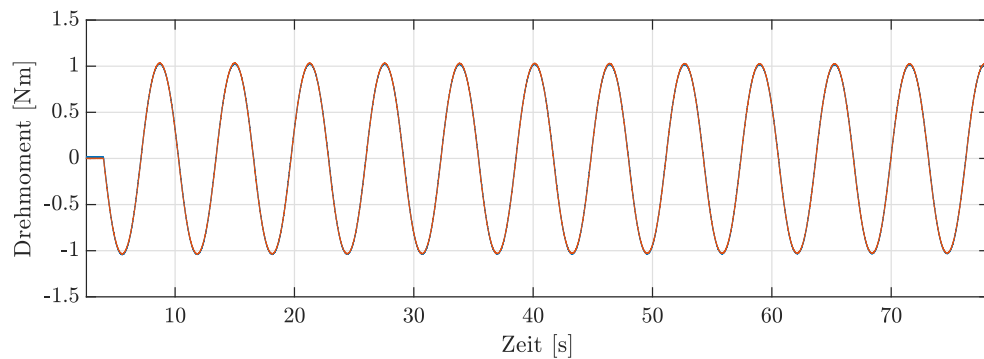


Abbildung 12: Ist- und Soll-Drehmoment bei fixierter Motorwelle

Im Folgenden werden drei Modelle verglichen:

- Linear stromabhängiges Motordrehmomentmodell
- Quadratisch stromabhängiges Motordrehmomentmodell
- Quadratisch stromabhängiges Motordrehmomentmodell mit Berücksichtigung der Temperatur

Die Modellparameter werden mit der Methode kleinster Quadrate in MATLAB® ermittelt.

Linear stromabhängiges Motordrehmomentmodell

Das lineare Modell geht von einem linearen Zusammenhang von Motorstrom und Motordrehmoment aus:

$$M_{\text{Motor}} = I_q \cdot k_T \quad (23)$$

Die folgende Grafik zeigt die Abweichung des berechneten Drehmoments vom gemessenen Drehmoment über dem gemessenen Drehmoment.

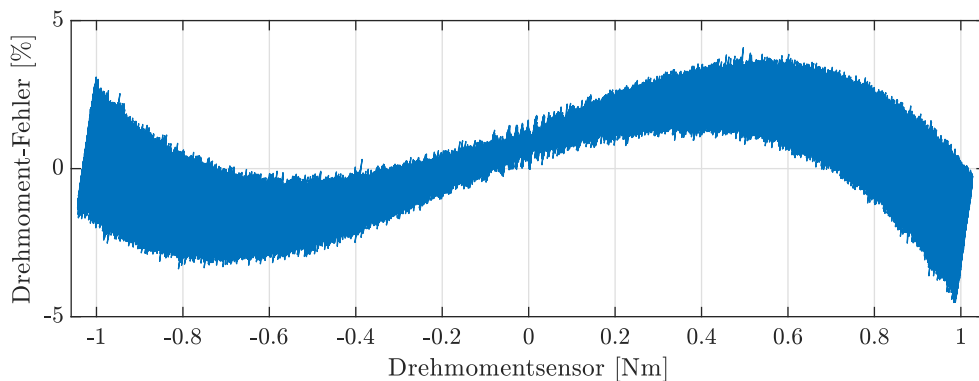


Abbildung 13: Fehler des linear stromabhängigen Motordrehmomentmodells

Die berechnete Drehmomentkonstante $k_T = 0,044\,801 \frac{\text{Nm}}{\text{A}}$ stellt das resultierende Drehmoment nicht genau dar. Vor allem bei hohen Lasten ($>0,5 \text{ Nm}$) ist der lineare Zusammenhang ungenau, da dort die magnetische Sättigung der Eisenkerne eintritt. Die S-Form des Fehlers über dem Drehmoment in Abbildung 13 ist auf die Mittelung des Fehlers bei der Methode kleinster Quadrate zurückzuführen. Dadurch ist diese Annahme selbst bei Strömen unter dem Nennstrom fehlerbehaftet. Die maximale Abweichung vom gemessenen Drehmoment beträgt $\pm 4\%$. Das mittlere Abweichungsquadrat (RMSE) beträgt 0,015 25.

Quadratisch stromabhängiges Motordrehmomentmodell

Die magnetische Eisenkernsättigung wird mit einem quadratischen Term beschrieben und das Modell somit erweitert:

$$M_{\text{Motor}} = I_q \cdot k_T + \text{sgn}(I_q) \cdot p_2 \cdot I_q^2 \quad (24)$$

Die errechneten Parameter sind $k_T = 0,048\,766 \frac{\text{Nm}}{\text{A}}$ und $p_2 = -0,000\,203$. Die maximale Abweichung vom gemessenen Drehmoment beträgt 2 % und –3 %. Der Mittlere Abweichungsquadrat (RMSE) beträgt 0,009 741.

Die folgende Grafik zeigt die Abweichung des berechneten Drehmoments vom gemessenen Drehmoment über dem gemessenen Drehmoment.

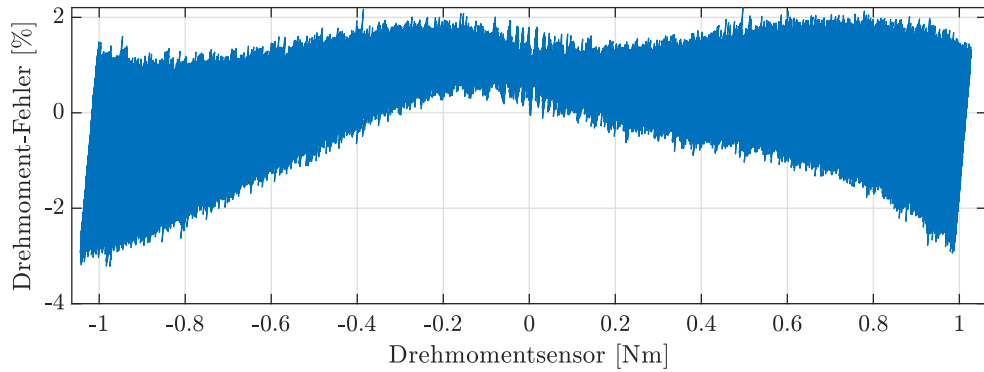


Abbildung 14: Fehler des quadratisch stromabhängigen Motordrehmomentmodells

Quadratisch stromabhängiges Motordrehmomentmodell unter Berücksichtigung der Temperatur

Um neben der magnetischen Sättigung des Eisenkerns auch die Temperaturabhängigkeit der Magnetfeldstärke der Permanentmagnete zu berücksichtigen, muss das Modell zusätzlich erweitert werden.

Auf einen stromdurchflossenen Leiter der Länge l wirkt in einem magnetischen Feld die Kraft

$$F = B(T) \cdot l \cdot I. \quad (25)$$

I entspricht der Stromstärke und $B(T)$ der magnetischen Flussdichte des Permanentmagneten. Die Flussdichte eines Permanentmagneten ist linear temperaturabhängig. Die Stromstärke ist nicht temperaturabhängig, da diese geregelt wird. Thermische Widerstandsänderungen der Kupferspulen nehmen daher keinen Einfluss. Somit kann die Temperaturabhängigkeit der Drehmomentkonstante unabhängig von der Stromstärke betrachtet werden.

Das quadratische Modell unter Berücksichtigung der Temperatur lautet:

$$M_{\text{Motor}} = (p_0 \cdot T + p_1) \cdot (I_q \cdot p_2 + \text{sgn}(I_q) \cdot p_3 \cdot I_q^2) \quad (26)$$

Die folgende Grafik zeigt die Abweichung des berechneten Drehmoments vom gemessenen Drehmoment über dem gemessenen Drehmoment.

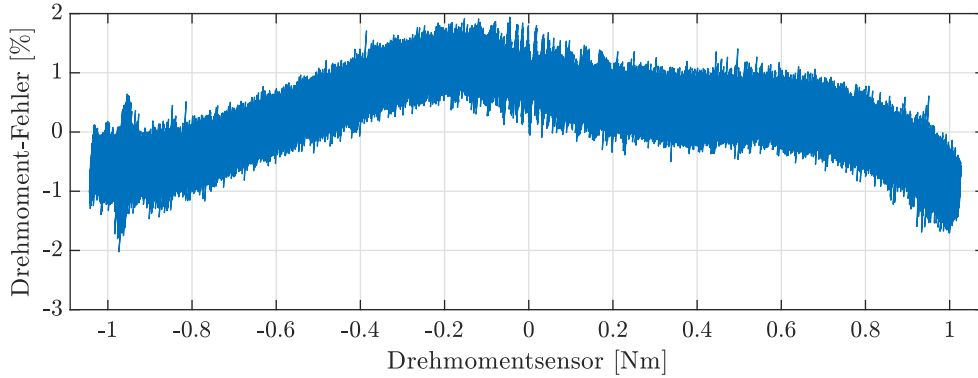


Abbildung 15: Fehler des quadratisch stromabhängigen Motordrehmomentmodells mit Temperaturabhängigkeit

Die errechneten Parameter sind

$$p_0 = -0,000\,321, \quad p_1 = 0,2203, \quad p_2 = 0,2299 \quad \text{und} \quad p_3 = -0,000\,885.$$

Die maximale Abweichung vom gemessenen Drehmoment beträgt $\pm 1,8\%$ (RMSE = 0,0047). Die Drehmomentkonstante lässt sich nach diesem Modell berechnen mit

$$k_T = (p_0 \cdot T + p_1) \cdot p_2. \quad (27)$$

Bei 25°C beträgt die Drehmomentkonstante demnach $k_T = 0,049\,175 \frac{\text{Nm}}{\text{A}}$. Dieser Wert entspricht gerundet dem Wert $k_{T,\text{theoretisch}} = 0,049 \frac{\text{Nm}}{\text{A}}$ aus dem Datenblatt [4]. Die ermittelte Maximalabweichung von $\pm 2\%$ gilt bei Betrachtung der Lastabhängigkeit. Sie entspricht einem Drehmoment von $\pm 0,02 \text{ Nm}$. Wird der Fehler, der durch die Modellungenauigkeit verbleibt (Krümmung des Modell-Fehlers) entfernt, so beträgt der verbleibende Fehler $\pm 0,6\%$ bzw. $\pm 0,0062 \text{ Nm}$. Dies entspricht dem Rauschen des Stromsensors und des Drehmomentsensors inklusive eines verbleibenden temperaturabhängigen Fehler. Der Drehmomentsensor 5 Nm hat laut Datenblatt eine Genauigkeit von 0.0025 Nm . Der verbleibende Fehler von $\pm 0,0062 \text{ Nm}$ liegt nahe an der Messgenauigkeit des Drehmomentsensors. Der Fehler durch die Ungenauigkeit des Modells ist größer, jedoch unsymmetrisch. Daher wird eine weitere Präzisierung des Modells nicht vorgenommen, um das Motordrehmomentmodell nicht zu kompliziert zu gestalten und da die erreichte Genauigkeit ausreichend ist.

Übertragbarkeit auf baugleiche Motoren

Um die Übertragbarkeit der ermittelten Parameter auf andere Motoren zu überprüfen, wird die Messung an zwei weiteren Motor wiederholt.

Tabelle 8: Identifizierte Motorparameter

Motor	p_0	p_1	p_2	p_3	$RMSE$
1	-0,000 321	0,2203	0,2299	-0,000 885	0,0047
2	-0,000 277	0,2217	0,2313	-0,000 964	0,0067
3	-0,000 364	0,2221	0,2317	-0,000 922	0,0081

Die gemittelten und gerundeten Parameter für alle drei Motoren sind:

$$p_0 = -0,000\,32, \quad p_1 = 0,221\,38, \quad p_2 = 0,230\,98 \text{ und } p_3 = -0,000\,923\,9.$$

Diese Parameter werden für alle Motoren verwendet. Damit ergibt sich für Motor 1 ein RMSE von 0,0067, für Motor 2 von 0,0089 und für Motor 3 von 0,0082 bei jeweils maximalen prozentualen Abweichungen von $\pm 2\%$.

Resultat

Die identifizierten Parameter sind für baugleiche, fehlerfreie Motoren mit gleicher Motorelektronik gültig.

3.2 Resonanzanalyse

Die Resonanzanalyse dient dazu, das Schwingverhalten des DMI-Prüfstands zu untersuchen. Das HD-Getriebe ist überwiegend für die Schwingungen verantwortlich. Laut Hersteller ([7], Formel 021-3) lässt sich die Resonanzfrequenz eines HD-Getriebes mittels der Getriebe-Federsteifigkeit K_{HD} und des Massenträgheitsmoments am Abtrieb $J_{Abtrieb}$ berechnen mit:

$$f_{HD} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{K_{HD}/J_{Abtrieb}} \quad (28)$$

Die Getriebe-Federsteifigkeit wird für das HD-Getriebe vom Hersteller für drei Lastbereiche (abtriebsseitig) angegeben [14]. Für Lasten bis 14 Nm wird im Datenblatt eine Federkonstante $K_1 = 2,7 \cdot 10^4 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$ angegeben. Das abtriebsseitige Massenträgheitsmoment $J_{Abtrieb} = 0,019\,98 \text{ kg m}^2$ wurde bereits in Unterabschnitt 2.1.6 berechnet.

Somit ergibt sich für das CSD-25-80-2A eine theoretische lastfreie Resonanzfrequenz von $f_{HD,theoretisch} = 185 \text{ Hz}$. Ein Zusammenhang dieser Resonanzfrequenz mit dem Schwingverhalten des gesamten Prüfstandes konnte nicht identifiziert werden.

Messablauf

Um die Eigenfrequenzen des Prüfstandes zu untersuchen wird am DMI-Prüfstand die Drehzahl des Motors linear erhöht. Dabei liegt keine zusätzliche Last am Abtrieb an. Die Messwerte der beiden Drehmomentsensoren in Abbildung 16 (oben) geben dabei Auskunft über das Schwingverhalten des Systems. Darunter ist das benötigte Motordrehmoment abzüglich des Drehmoments durch Massenträgheit über der Winkelgeschwindigkeit dargestellt. Diese Größe entspricht der Reibung in Getriebe und Motor.

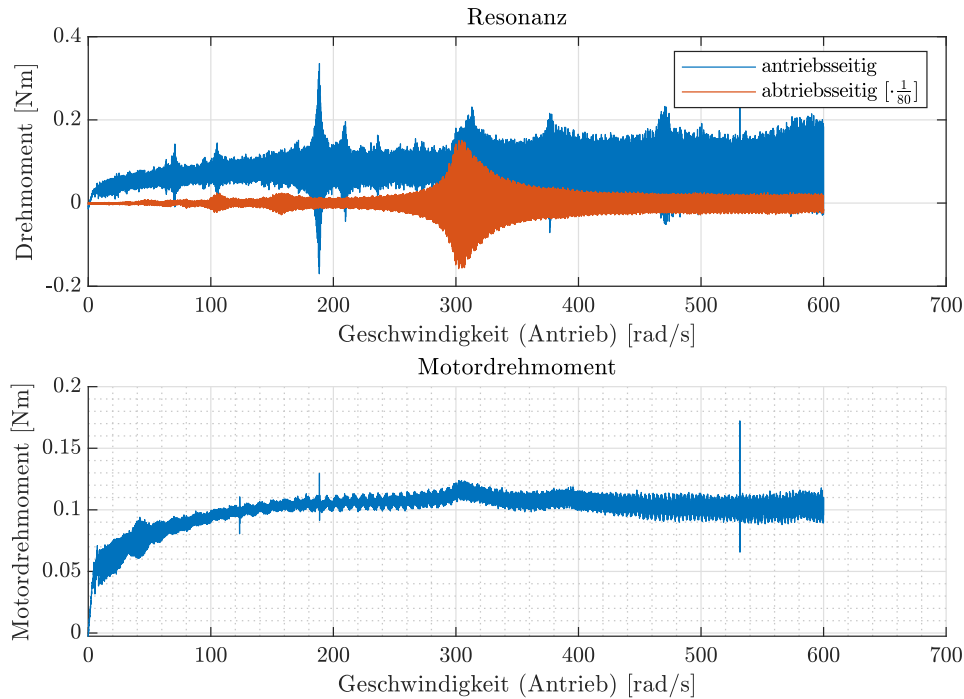


Abbildung 16: Resonanzen der Drehmomentsensoren und Motordrehmoment

Das Schwingverhalten ist an- und abtriebsseitig verschieden. Dabei nehmen nur die Resonanzen abtriebsseitig nennenswert Einfluss auf das Motordrehmoment, weshalb nur diese berücksichtigt werden. In den Bereichen der Eigenfrequenzen ist ein starkes hochfrequentes Schwingen im Messsignal der Drehmomentsensoren zu verzeichnen. Bei einer Winkelgeschwindigkeit von $308 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ist die Resonanz am größten.

In Resonanz wird mehr Bewegungsenergie aufgrund von Dämpfungen in Wärme umgewandelt, was einen Anstieg des erforderlichen Drehmoments zur Folge hat. Dieser Effekt soll nicht durch das Reibungsmodell abgebildet werden, weshalb Messungen im Bereich von $288 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ bis $352 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ nicht zur Modellbildung verwendet werden. Des Weiteren ist das Motordrehmoment mit einer Schwingung überlagert, die ebenfalls nicht durch das Reibungsmodell abgebildet wird.

Übertragbarkeit auf andere Systeme

Änderungen am Systemaufbau nehmen erheblichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten, sowie auf das Drehmoment, welches zur Bewegung erforderlich ist. Abbildung 17 stellt die Kurven aus Abbildung 16 für drei verschiedene Aufbauten dar:

- Steife Kupplung: Die träge Masse ist mit einer steifen Kupplung mit der Abtriebswelle verbunden
- Elastische Kupplung: Die träge Masse ist mit einer elastischen Kupplung mit der Abtriebswelle verbunden
- Ohne Masse: Die träge Masse wurde inklusive Kupplung entfernt

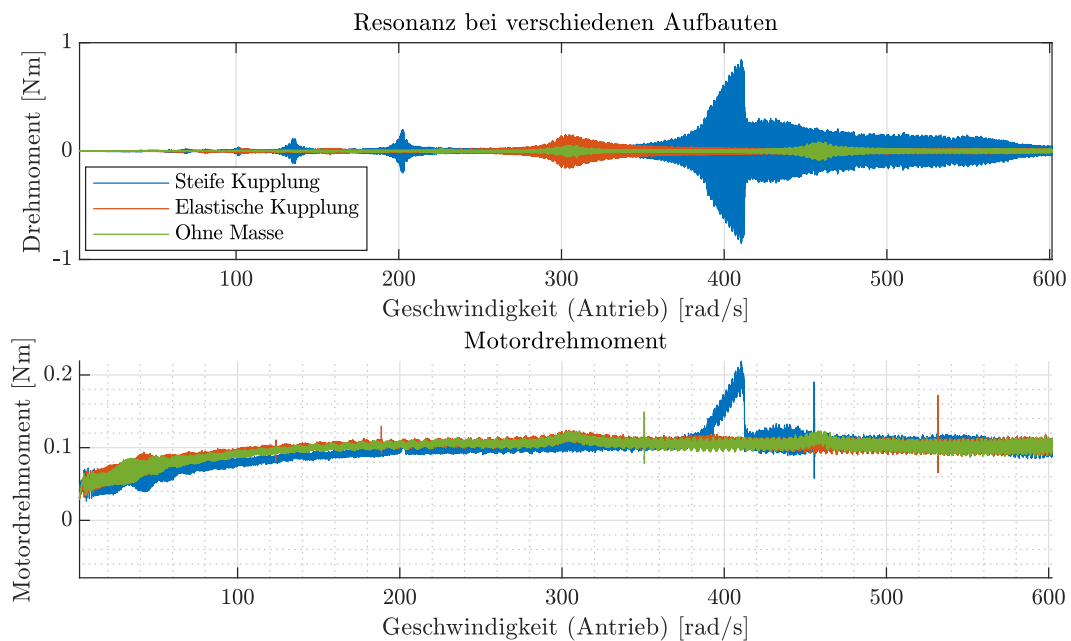


Abbildung 17: Resonanz des Drehmomentsensors 200 Nm und Motordrehmoment bei verschiedenen Aufbauten

Besonders das Schwingverhalten des Prüfstandes mit steifer Kupplung unterscheidet sich enorm von dem der anderen beiden, da die Schwingungen der Masse ungedämpft in den Prüfstand einfließen.

Der Unterschied des gemessenen Motordrehmoments ist vor allem im niedrigen Drehzahlbereich problematisch, um die identifizierten Modellparameter auf andere Systeme zu übertragen. Bei zunehmender Drehzahl nähern sich die Kurven an, lediglich bei den Resonanzen der Aufbauten kommt es zu größeren Abweichungen.

3.3 Übertragbarkeit

Es wurde im vorherigen Kapitel bereits festgestellt, dass die Übertragung von Modellparametern auf andere Aufbauten nur bedingt möglich ist. Nun wird geprüft, ob das Ersetzen eines Getriebes, Umbauten am Prüfstand oder die Rotationsrichtung Einfluss auf die Reibung nehmen.

3.3.1 Reibungsvergleich baugleicher Harmonic Drive[®]-Getriebe

Im folgenden Abschnitt wird überprüft, inwiefern sich die Reibung bei zwei baugleichen HD-Getrieben verhält. Dazu wird wie im letzten Kapitel die Drehzahl gleichmäßig erhöht (Abbildung 18). Die Anfangstemperatur beträgt bei beiden Messungen 28 °C.

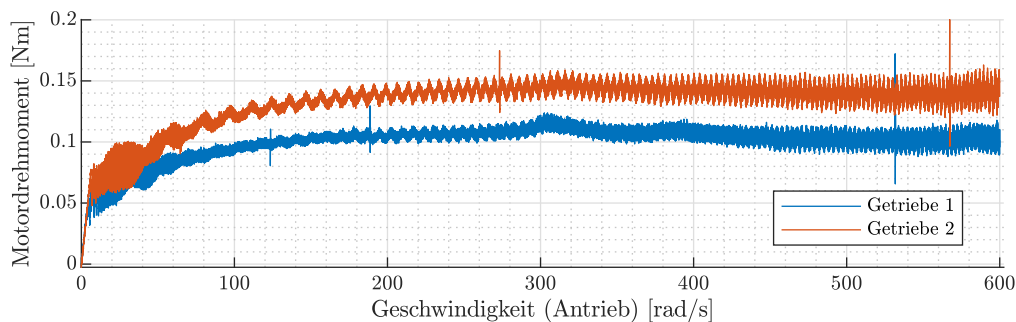


Abbildung 18: Reibungsvergleich von zwei baugleichen HD's

Festzustellen ist eine deutlich höhere Reibung bei Getriebe 2. Daher stieg die Temperatur während der Messung bei Getriebe 2 auch auf 36,5 °C statt auf 31 °C, wie bei Getriebe 1. Der enorme Unterschied zwischen zwei baugleichen HD's ist vermutlich darauf zurückzuführen, dass Getriebe 1 schon viele Stunden in Betrieb war und es sich bei Getriebe 2 um ein neues Getriebe mit neuer Schmierung handelt. Das Alter der Schmierung, die Menge des Schmiermittels und der stattgefundene Abrieb können die Getriebereibung beeinflussen.

3.3.2 Reibungsvergleich vor und nach Umbau

Zwischen den folgenden Messungen (Abbildung 19) wurden jeweils alle Baugruppen auf Antriebsseite des DMI-Prüfstands (vor dem HD) entfernt und wieder zusammengebaut. Das HD selbst wird nicht zerlegt. Die Temperatur zu Beginn der Messungen liegt bei 28 °C.

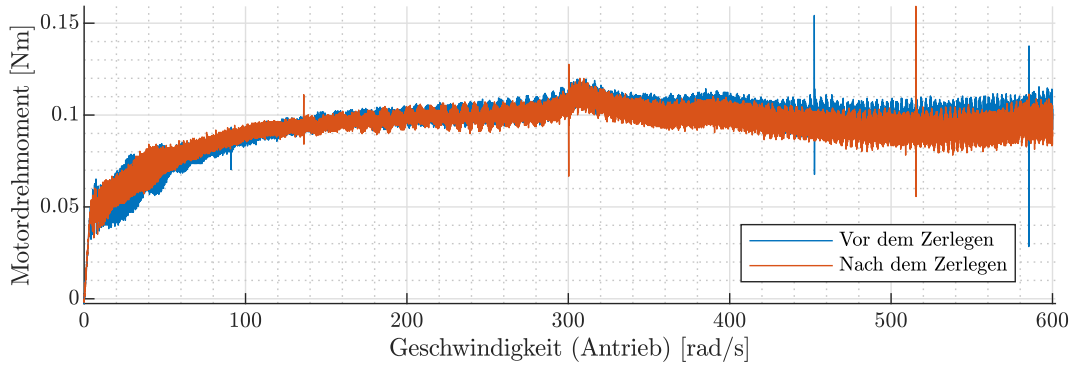


Abbildung 19: Reibungsvergleich eines HD's vor und nach dem Zusammenbau

Resultat

Das Zerlegen und Zusammenbauen von Prüfstandkomponenten hat bei guter mechanischer Präzision keinen nennenswerten Einfluss auf die Reibung des Systems.

3.3.3 Reibungsvergleich beider Rotationsrichtungen

Es soll überprüft werden, ob die Reibung unabhängig von der Bewegungsrichtung ist. Dazu wird der Motor geschwindigkeitsgeregelt bewegt. Die Sollgeschwindigkeit wird sinusförmig kommandiert, wobei die Amplitude der Maximalgeschwindigkeit $600 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ entspricht. In Abbildung 20 ist das Motordrehmoment über dem Betrag der Winkelgeschwindigkeit dargestellt, um beide Rotationsrichtungen vergleichen zu können. Darunter ist die Differenz der Reibung beider Rotationsrichtungen für mehrere Temperaturen (verschiedene Farben) dargestellt.

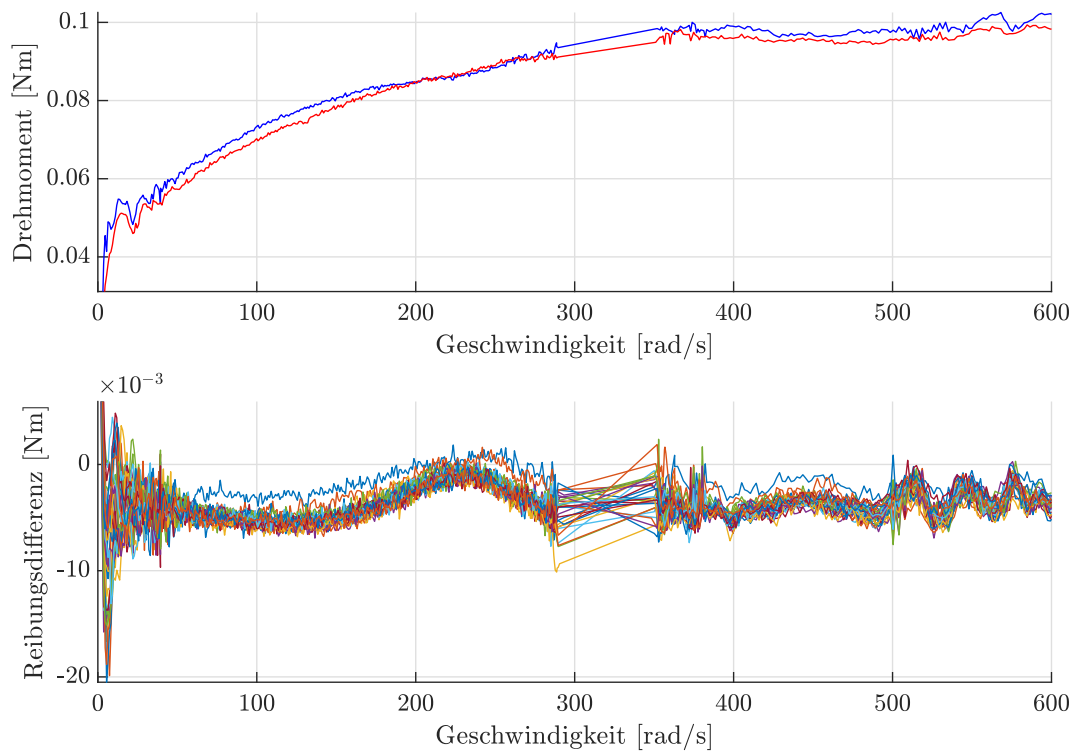


Abbildung 20: Reibungsvergleich in beide Rotationsrichtungen

Die Differenz ist bei allen Geschwindigkeiten sehr gering. Daher hat die Rotationsrichtung keinen Einfluss auf die Reibung im Getriebe.

3.4 Bewertung der Messfehler der Modellgrößen

Die Modellgrößen Motordrehmoment, Motortemperatur und Getriebetemperatur sind fehlerbehaftet. Die nun folgende Fehlerbetrachtung findet antriebsseitig statt, da auch das Reibungsmodell antriebsseitig erstellt wird.

3.4.1 Messfehler der Motorgrößen

Durch die Verwendung eines temperaturabhängigen Motordrehmomentmodells kann der maximale Fehler des Motordrehmoments von $\pm 4\%$ auf $\pm 2\%$ gesenkt werden (siehe Unterabschnitt 3.1). Der Fehler durch das Modell des Motordrehmoments ist bei hohen Motorströmen am größten. Der schwächende Effekt bei Erhöhung der Temperatur wird durch das Modell gut abgebildet (Verbleibender Fehler: $\pm 0,6\%$). Am Prüfstand sind am Motor zwei redundante Temperatursensoren angebracht. Die Motortemperatur für das Motordrehmomentmodell ergibt sich durch die Mittelung beider Werte. Die Temperatursensoren drifteten bei der Messung zur Identifikation der Motorparameter um $\Delta T = 1\text{ K}$ auseinander. Eine Änderung der Temperatur um 1 K verändert das resultierende Drehmoment um $0,32\%$ ($0,026\text{ Nm}$). Die Verwendung von nur einem Temperatursensor unter Inkaufnahme dieses Fehlers erscheint vertretbar. Die Genauigkeit des Temperatursensors von $\pm 0,07\text{ K}$ (bzw. $\pm 0,2\text{ K}$) ist somit ebenso ausreichend.

3.4.2 Messfehler der Getriebetemperatur

Die Temperaturabhängigkeit der Reibung im HD ist deutlich größer, als im Motor. Die Temperatursensoren unterscheiden sich maximal um $\Delta T = 0,1\text{ K}$ und driften nicht auseinander. Eine Änderung der Temperatur um 1 K hat eine Änderung der Getriebereibung um $0,003\text{ Nm}$ zur Folge. Die Verwendung von nur einem Temperatursensor unter Inkaufnahme dieses Fehlers ist vertretbar. Die Genauigkeit des Temperatursensors von $\pm 0,07\text{ K}$ (bzw. $\pm 0,07\text{ K}$) ist somit ebenso ausreichend. Der Temperatursensor sollte an jedem Getriebe an der gleichen axialen und radialen Position angebracht werden.

3.5 Diskussion

Die Reibung, die im Getriebe auftritt, ist abhängig von einer Vielzahl an Faktoren. Dabei werden vom Reibungsmodell die Einflussgrößen Temperatur und Rotationsgeschwindigkeit abgedeckt.

Die ermittelten Parameter für ein System sind

- bedingt übertragbar auf andere Systeme. Bereits das Entfernen der trägen Masse oder die Verwendung einer elastischen Kupplung zur trägen Masse führt zu einer Abnahme der Modellgenauigkeit.
- nicht übertragbar auf andere baugleiche Getriebe. Dabei ist fraglich, ob sich die Reibung zeitlich stabil verhält und wie stark sich die Reibung möglicherweise vor allem in den ersten Betriebsstunden ändert.
- gültig für beide Rotationsrichtungen.
- gültig nach einem Umbau.

Für die Identifikation der Modellparameter werden die Messgrößen Motorstrom, Motorgeschwindigkeit, Motor-Gehäusetemperatur und Getriebe-Gehäusetemperatur benötigt.

Sind diese Messeinrichtungen vorhanden, können mithilfe einer geeigneten Messmethode die Modellparameter 'online' identifiziert werden. Voraussetzung ist, dass die Massenverteilung des Systems bekannt ist, damit Momente durch Massenträgheit und Gravitationskraft kompensiert werden können.

Der große Temperaturunterschied (1 K) der beiden redundanten Temperatursensoren am Motor kann mehrere Ursachen haben:

- Schlechte thermische Anbindung des kälteren Sensors
- Fehlerhafter Temperatursensor
- Motorgehäuse hat keine gleichmäßige Temperatur, die Sensoren messen korrekt

Da sich bei den beiden Temperatursensoren nach längerem Stillstand dieselbe Raumtemperatur einstellt und die Sensoren vom Hersteller einzeln kalibriert werden, wird ein fehlerhafter Temperatursensor ausgeschlossen. Eine schlechte thermische Anbindung, sowie unterschiedliche Gehäusetemperaturen im dynamischen Betrieb sind jedoch möglich. Da eine Abweichung der Temperatur um 1 K kaum Auswirkung auf das Drehmoment hat, wird die Ursache nicht weiter untersucht.

4 Messmethodik zur Parameteridentifikation

Zur Modellbildung wird eine große Anzahl an Messungen benötigt. Ziel der Arbeit ist es auch, herauszufinden, ob die Anzahl der Messungen bei gleichbleibender Modellgüte minimiert werden kann.

Alle Messungen zur Modellbildung werden am Prüfstand durchgeführt, ohne dabei Teile des Prüfstandes zu zerlegen. Dadurch wird sichergestellt, dass keine mechanischen Einflüsse das System verändern können.

Modelliert wird die Reibung des HD's und des Servomotors ILM50 am DMI-Prüfstand. Die Gültigkeit der Parameter beschränkt sich auf den Aufbau mit dem selben Getriebe. Da so die Parameter an jedem System einzeln identifiziert werden müssen, gilt es, eine geeignete Messmethodik zu verwenden, die an Systemen 'online' angewandt werden kann. Messgröße zur Modellierung ist das Motordrehmoment (lastabhängiger Fehler $\pm 0,02$ Nm, temperaturabhängiger Fehler $\pm 0,0062$ Nm), welches aus dem Motorstrom und der Motortemperatur berechnet wird.

Die Eingangsgrößen des Modells sind die Getriebetemperatur und die Rotationsgeschwindigkeit am Antrieb, welche mithilfe des Positionsenoders im Motor berechnet wird.

Da die Kompensation am Motor angewandt wird, werden alle Modellgrößen auf die Antriebsseite bezogen.

4.1 Haftreibung

Die Haftreibung wird gemessen, indem der Motorstrom langsam erhöht wird, bis am Positionsenoder eine Bewegung (Losbrechen) feststellbar ist. Zu diesem Zeitpunkt wird mithilfe des Motorstroms das Losbrechmoment berechnet. Diese Messung wird bei mehreren Motor- und Getriebestellungen in beide Richtungen durchgeführt. Außerdem wird die Stromanstiegsgeschwindigkeit variiert. Tabelle 9 zeigt die ermittelte Haftreibung bei mehreren Temperaturen und zwei verschiedenen Stromanstiegsgeschwindigkeiten. Dabei wird bei Messung 1 und 3 ein negativer Motorstrom gesteuert, bei Messung 2 und 4 ein positiver Motorstrom.

Tabelle 9: Gemessene Haftreibung

Stromanstieg [$\frac{\text{A}}{\text{s}}$]	0,01	0,01	0,1	0,1	0,1
Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	24,5	30	24,1	23,7	34
Messung 1 [Nm]	-0,0575	-0,0613	-0,0625	-0,0613	-0,0563
Messung 2 [Nm]	0,0688	0,0713	0,0613	0,06	0,0625
Messung 3 [Nm]	-0,1062	-0,0813	-0,0588	-0,0663	-0,0625
Messung 4 [Nm]	0,0825	0,075	0,06	0,0638	0,0563

Die Streuung der gemessenen Haftreibung lässt keine eindeutige Aussage über die tatsächliche Haftreibung zu. Weitere Untersuchungen müssen zeigen, wie die Haftreibung von der Stromanstiegsgeschwindigkeit, der Getriebeposition und der Stillstandszeit abhängt. Eine Temperaturabhängigkeit der Haftreibung ist nicht direkt feststellbar, jedoch nimmt die Standardabweichung mit zunehmender Stromanstiegsgeschwindigkeit ab. Zur Modellbildung wird der Mittelwert der gemessenen Haftreibung verwendet: $M_{s,Mittel} = 0,0668 \text{ Nm}$.

Durch das dynamische Modell (LuGre-Modell) wird das Haftreibmoment dynamisch abgebildet. Dadurch ist das Modellreibmoment bei Drehzahlen nahe Null zeitabhängig und nicht auf $0,0668 \text{ Nm}$ festgelegt.

4.2 Statische Reibung

In Unterabschnitt 3.2 wurde bereits festgestellt, dass Rotationsgeschwindigkeiten von $288 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ bis $352 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ für die Modellbildung nicht verwendet werden können, da die Resonanz zu einem höheren Motordrehmoment führt. Zur Identifikation der Modellparameter muss zunächst für den gesamten Temperaturbereich von 24°C bis 50°C , sowie den gesamten Geschwindigkeitsbereich von $-600 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ bis $600 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ das Motordrehmoment durch Messungen abgebildet werden. Das Motordrehmoment setzt sich zusammen aus der Reibung, dem Drehmoment durch Massenträgheit und den äußeren Drehmomenten. Äußere Drehmomente sind bei $\ddot{\theta} = 0 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \rightarrow 0 \text{ Nm}$. Ist die Beschleunigung ungleich Null, so tritt ein Drehmoment durch die Massenträgheit auf. Das Drehmoment durch die Massenträgheit der Antriebsseite ist eine Systemgröße. Dort können keine äußeren Drehmomente anliegen, da Motor und Getriebe ein Modul bilden. Das Drehmoment durch die Massenträgheit der Abtriebsseite wirkt als Last auf das Getriebe.

Im beschleunigten Zustand entspricht das Motordrehmoment abzüglich des Drehmoments durch Massenträgheit der Reibung, die im Prüfstand auftritt. Jedoch weist die

Reibung des Getriebes ein lastabhängiges Verhalten auf, weshalb die Beschleunigung gering gehalten werden sollte, damit das Drehmoment durch die Massenträgheit der Abtriebsseite ebenso gering ist.

Es stehen zwei Messverfahren zur Verfügung: Kontinuierliche Reibungsmessung und einzelne Messpunkte. Diese werden in den folgenden beiden Unterkapiteln erläutert.

4.2.1 Einzelne Messpunkte

Messablauf: Das Motordrehmoment wird an ausgewählten Drehzahlen und Temperaturen für kurze Zeit gemessen. Dadurch wird das Motordrehmoment in einem unbeschleunigten Zustand gemessen.

Bewertung: Vorteile dieser Messmethode sind, dass die Messung in einem statischen Zustand mit $\ddot{\theta} = 0 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$ durchgeführt wird und dadurch keine Last am Getriebe-Abtrieb liegt. Jedoch führen die Schwankung des Motordrehmoments als Funktion der Winkelgeschwindigkeit (siehe Abbildung 16) bei dieser Messung zu einer fehlerhaften Modellbildung. Außerdem ist der Messaufwand enorm, weshalb zur Identifikation der Parameter die folgende Messmethode angewandt wird.

4.2.2 Kontinuierliche Messung

Messablauf

Die Rotationsgeschwindigkeit des Motors wird sinusförmig kommandiert. Die Temperatur des Getriebes steigt aufgrund der Reibung während der Messung an. Dadurch werden im gesamten Geschwindigkeitsbereich und bei guter Abdeckung des Temperaturbereichs das Motordrehmoment und weitere Größen gemessen.

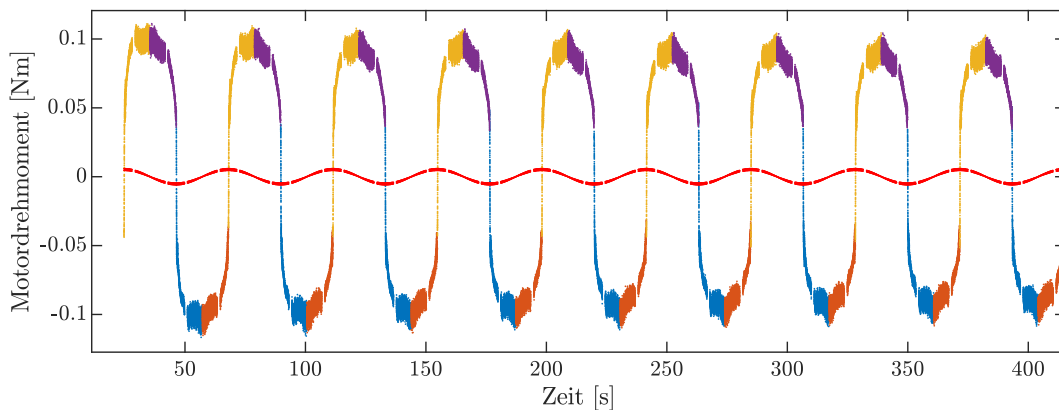


Abbildung 21: Kontinuierliche Messung zur Parameteridentifikation

In Abbildung 21 ist das Motordrehmoment (4-Farbig) und das durch die Massenträgheit entstehende Drehmoment (rot) dargestellt. Das Motordrehmoment wurde dabei in vier Bereiche aufgeteilt:

- Gelb: Positive Drehrichtung, positive Beschleunigung
- Lila: Positive Drehrichtung, negative Beschleunigung
- Blau: Negative Drehrichtung, negative Beschleunigung
- Orange: Negative Drehrichtung, positive Beschleunigung

Die maximale Temperatur, die sich durch die Selbsterwärmung aufgrund der Reibung einstellt, liegt unter 50 °C. Um auch die Reibung bei höheren Temperaturen zu ermitteln wird der Prüfstand extern auf 50 °C erhitzt und danach beim Abkühlvorgang gemessen.

Bewertung

Durch diese Messmethode gehen alle Winkelgeschwindigkeiten in die Parameteridentifikation ein. Die geschwindigkeitsabhängigen Schwingungen des Motordrehmoments werden so gemittelt und gehen nicht als Fehler in das Modell ein. Der Messaufwand kann deutlich reduziert werden, jedoch liegt bei dieser Messung kein lastfreier Zustand vor. Der Einfluss der abtriebsseitigen Last muss kompensiert werden.

Berechnung der Maximalbeschleunigung

Aufgrund der ständigen Beschleunigung entsteht ein Drehmoment durch Massenträgheit, welches berechnet und vom Motordrehmoment abgezogen werden muss, um auf die Reibung schließen zu können. Während der Messung soll ein maximales Drehmoment von $M_{T,\max} = 0,006\,25\text{ Nm}$ durch Massenträgheit entstehen. Bei einer sinusförmigen Winkelgeschwindigkeit auf der Antriebsseite mit einer Amplitude bis zur Maximalgeschwindigkeit $\dot{\theta}_{\max} = 600 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ gilt:

$$\dot{\theta}(t) = \dot{\theta}_{\max} \cdot \sin(f \cdot t) \quad (29)$$

$$\ddot{\theta}(t) = -\dot{\theta}_{\max} \cdot f \cdot \cos(f \cdot t) \quad (30)$$

Die maximale Beschleunigung entspricht demnach $\ddot{\theta}_{\max} = \dot{\theta}_{\max} \cdot f$ und für das maximale Motordrehmoment in Abhängigkeit der Massenträgheit, der Maximalgeschwindigkeit und der Frequenz gilt

$$M_{T,\max} = J_{\text{Abtrieb}} \cdot \dot{\theta}_{\max} \cdot f. \quad (31)$$

Um das Drehmoment durch die Massenträgheit unter $0,006\,25\,\text{Nm}$ zu halten, gilt für die Frequenz der Winkelgeschwindigkeit $f = \frac{M_{T,\max}}{J_{\text{Abtrieb}} \cdot \dot{\theta}_{\max}}$. Das abtriebsseitige Massenträgheitsmoment $J_{\text{Abtrieb}} = 0,418\,\text{kg m}^2$ wurde bereits in Unterabschnitt 2.1.6 berechnet. Damit ergibt sich die Frequenz zu

$$f = \frac{0,006\,25\,\text{Nm}}{0,418\,\text{kg m}^2 / 80^2 \cdot 600 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 0,16\,\text{Hz}. \quad (32)$$

Kompensation der Getriebelastabhängigkeit

Durch die Änderung der Beschleunigung ist die Verteilung der Messpunkte über der Winkelgeschwindigkeit nicht gleichmäßig, was eine stärkere Gewichtung von hohen Drehzahlen bei der Modellbildung zur Auswirkung hätte. Das Motordrehmoment und die Getriebetemperatur der Messung werden daher für den gesamten Geschwindigkeitsbereich in kleinen festgelegten Abständen gemittelt.

Abbildung 22 zeigt das gemessene Motordrehmoment über der Rotationsgeschwindigkeit bei positiver und negativer Beschleunigung, sowie den Mittelwert beider Kurven.

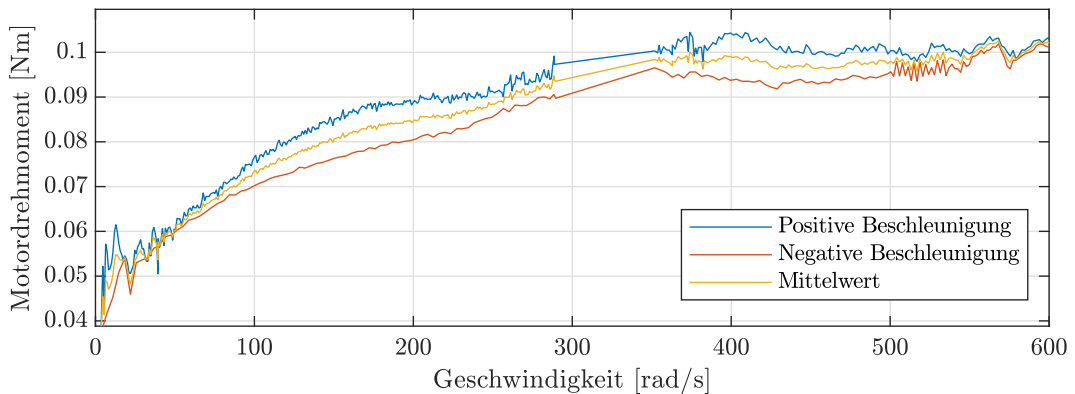


Abbildung 22: Mittelwertbildung zur Kompensation der Lastabhängigkeit

Unter der Annahme, dass sich die Lastabhängigkeit bei positiver wie negativer Beschleunigung gleich verhält, kann das gemessene Drehmoment bei positiver und negativer Beschleunigung gemittelt werden. Somit wird der Einfluss der Last durch die Massenträgheit kompensiert. Die Annahme, dass sich die Lastabhängigkeit der Reibung bei positiver und negativer Beschleunigung symmetrisch verhält, wird in Unterabschnitt 6.1 überprüft.

4.3 Dynamische Reibung (LuGre-Modell)

Das LuGre-Modell beeinflusst das Reibungsmodell bei langsamen und richtungswechselnden Bewegungen. Um dieses Verhalten zu untersuchen wird der Motor mit einem sinusförmigen Soll Drehmoment betrieben, dessen Frequenz während der Messung zunimmt (Sweep). Das Maximaldrehmoment liegt dabei nur knapp über dem Haftreibungsmoment.

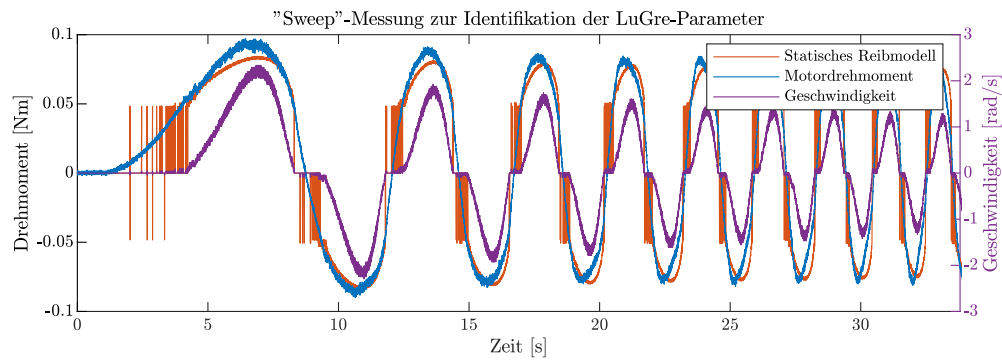


Abbildung 23: Messung zur Identifikation der LuGre-Modell-Parameter

Abbildung 23 zeigt das Motordrehmoment, das statische Reibungsmodell, sowie die Motorgeschwindigkeit. Beim Nulldurchgang des Motordrehmoments, bzw. wenn das Motordrehmoment das Haftreibungsmoment unterschreitet (hier $\approx 0,046 \text{ Nm}$), bleibt der Motor stehen (Slip-Stick-Effekt).

5 Identifikation der Modellparameter

Am Ende von Punkt 1.4.1 wurden bereits zwei Modellannahmen getroffen. Die Identifikation der Parameter wird nun für beide Annahmen durchgeführt. Die Messungen zur Identifikation werden für beide Annahmen mit der kontinuierlichen Messmethode durchgeführt.

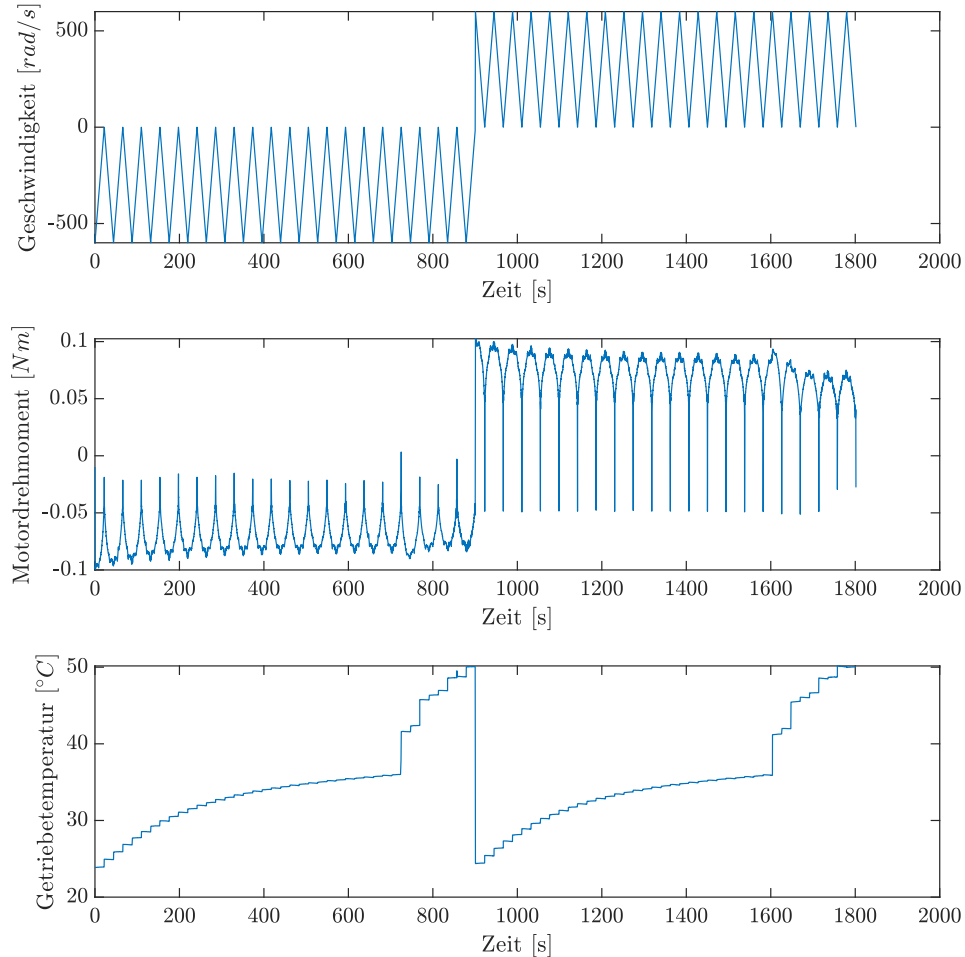


Abbildung 24: Verarbeitete Messdaten zur Modellbildung

Die Messdaten zur Parameteridentifikation aus Abbildung 24 bilden den Geschwindigkeitsraum von $-600 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ bis $600 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ab, wobei Werte zwischen $288 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ und $352 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ aus den Messdaten entfernt wurden. Die Getriebetemperatur wird von 24°C bis 36°C abgebildet. Um höhere Temperaturen abbilden zu können, wird der Prüfstand extern auf 50°C erhitzt und danach beim Abkühlvorgang gemessen. Diese Daten sind in Abbildung 24 enthalten.

5.1 Temperaturabhängige Gesamtreibung

Für die geschwindigkeits- und temperaturabhängige Drehmoment gilt nach Annahme 1 aus Punkt 1.4.1

$$M_{R, \text{Statisch}}(\dot{\theta}, T) = \text{sgn}(\dot{\theta}) \cdot (f_v(T) \cdot |\dot{\theta}|^{\delta_v(T)} + M_c(T) + (M_s - M_c(T)) \cdot e^{-|\dot{\theta}/v_s(T)|^{\delta_s}}). \quad (33)$$

Die Funktionen $f_v(T)$, $\delta_v(T)$, $M_c(T)$, $v_s(T)$ werden durch Polynome 2. Grades beschrieben, wie zum Beispiel:

$$f_v(T) = f_{v0} + f_{v1} \cdot T + f_{v2} \cdot T^2 \quad (34)$$

Der Stribeck-Exponent δ_s wird auf 1, die Haftreibung M_s auf 0,0668 Nm (nach Unterabschnitt 4.1) festgelegt. Damit bleiben 12 Unbekannte (3 pro Parameter), die mithilfe von MATLAB[®] ermittelt werden. Folgende Parameter wurden identifiziert:

Tabelle 10: Identifizierte Parameter für temperaturabhängige Gesamtreibung

M_{c0}	M_{c1}	M_{c2}	v_{s0}	v_{s1}	v_{s2}
$-3,57 \cdot 10^{-5}$	0,0054	-0,153	0,000 118	-0,009 02	0,164
f_{v0}	f_{v1}	f_{v2}	δ_{v0}	δ_{v1}	δ_{v2}
$5,24 \cdot 10^{-5}$	-0,006 13	0,18	0,000 292	-0,0128	0,273

Der RMSE mit diesen Parametern beträgt 0,003 21. Durch die vielen Freiheitsgrade weist das identifizierte Modell ein seltsames Verhalten bei niedrigen Drehzahlen auf (siehe Abbildung 25).

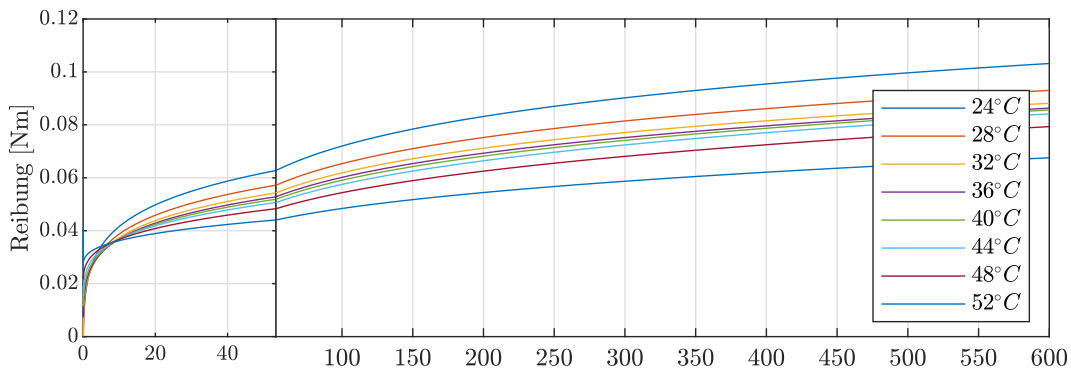


Abbildung 25: Modell mit temperaturabhängiger Gesamtreibung bei niedrigen Winkelgeschwindigkeiten

Abbildung 26 zeigt den Modellfehler über der gesamten Messung (links) und für eine Sinusperiode der Sollgeschwindigkeit (rechts). Links in der Mitte ist die Getriebetemperatur dargestellt und darunter jeweils die Sollgeschwindigkeit.

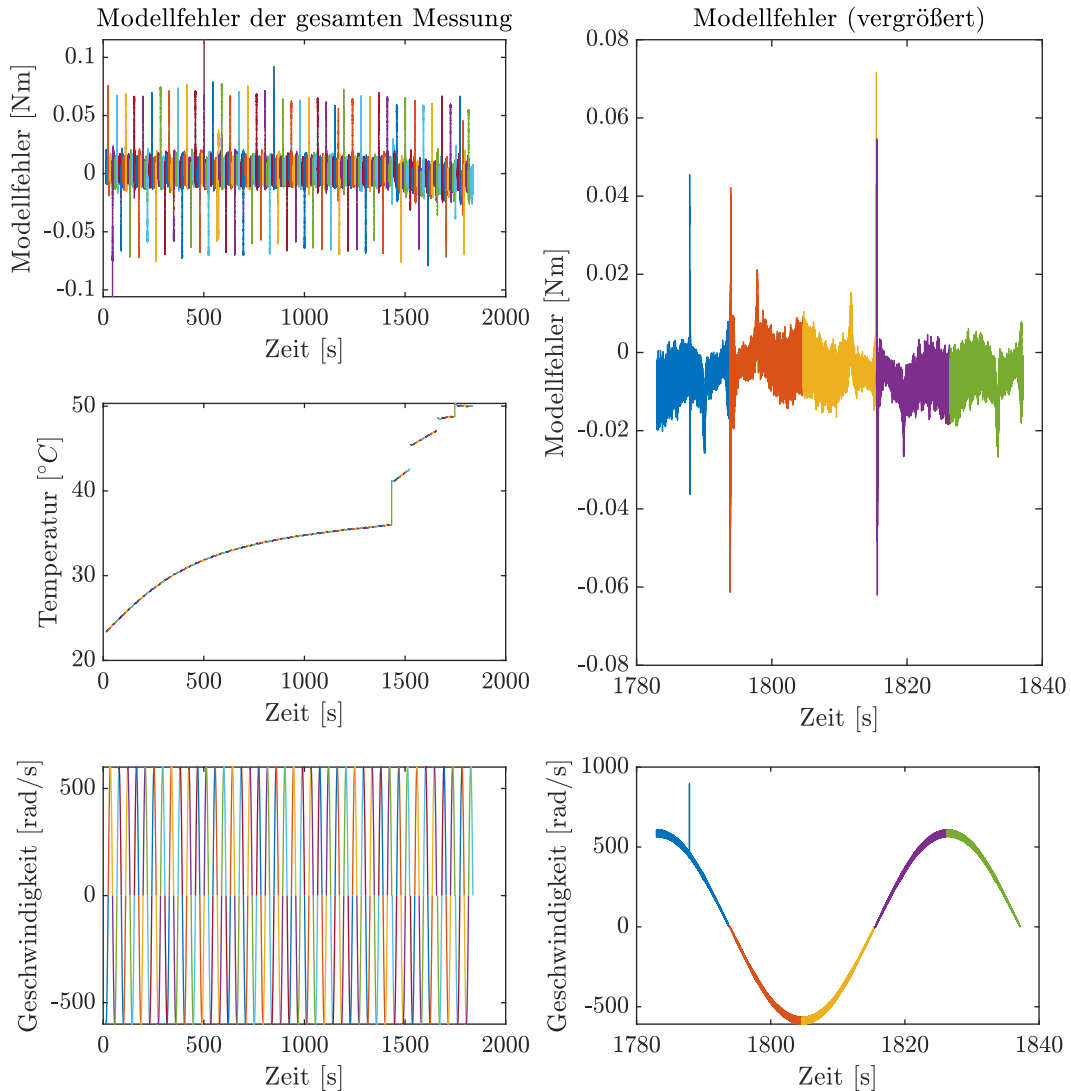


Abbildung 26: Modellfehler bei temperaturabhängiger Gesamtreibung

Das Modell weicht beim Wechsel der Rotationsrichtung stark von der Messung ab. Das liegt daran, dass das statische Modell die Haftreibung nicht gut abbildet. Ein 'Driften' des Fehlers über der Zeit würde bedeuten, dass das Modell die Temperaturabhängigkeit nicht gut abbildet, da in den Messdaten Getriebetemperaturen von 18 °C bis 50 °C enthalten sind. Ein Driften ist aber nicht zu beobachten.

Die maximale Abweichung des Modells von der Messung sind $\pm 0,015 \text{ Nm}$ (ohne Beachtung des Fehlers beim Richtungswechsel). Das Rauschen des berechneten Motordrehmoments beträgt maximal $\pm 0,01 \text{ Nm}$.

5.2 Temperaturabhängige viskose Reibung

Für die geschwindigkeits- und temperaturabhängige Drehmoment gilt nach Annahme 2 aus Punkt 1.4.1

$$M_{R, \text{Statisch}}(\dot{\theta}, T) = \text{sgn}(\dot{\theta}) \cdot (|f_{v0} \cdot T + f_{v1}| \cdot |\dot{\theta}|^{\delta_v} + M_c + (M_s - M_c) \cdot e^{-|\dot{\theta}/v_s|^{\delta_s}}). \quad (35)$$

Die einzigen temperaturabhängigen Parameter des vereinfachten Modells (Gleichung 35) sind f_{v0} und f_{v1} . Der Stribeck-Exponent δ_s wird ebenfalls auf 1, die Haftreibung M_s auf $0,0668 \text{ Nm}$ (Unterabschnitt 4.1) festgelegt.

Damit hat das Modell 5 Unbekannte, welche identifiziert werden sollen:

$$M_c, v_s, \delta_v, f_{v0}, f_{v1}$$

Für die Identifikation der Parameter werden einige Randbedingungen festgelegt:

- Der Parameter M_c muss größer 0 und kleiner als die minimale Reibung während der gesamten Messung sein.
- Der Parameter v_s muss größer 0 sein.

Folgende Parameter wurden identifiziert:

Tabelle 11: Identifizierte Parameter für temperaturabhängige viskose Reibung

M_c	v_s	δ_v	f_{v0}	f_{v1}
0,0236	2,0	0,328	0,000 106	-0,0119

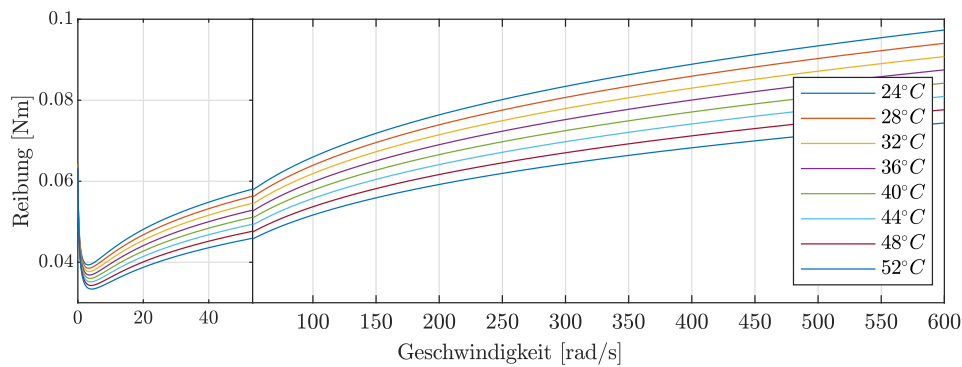


Abbildung 27: Modell mit temperaturabhängiger viskosen Reibung

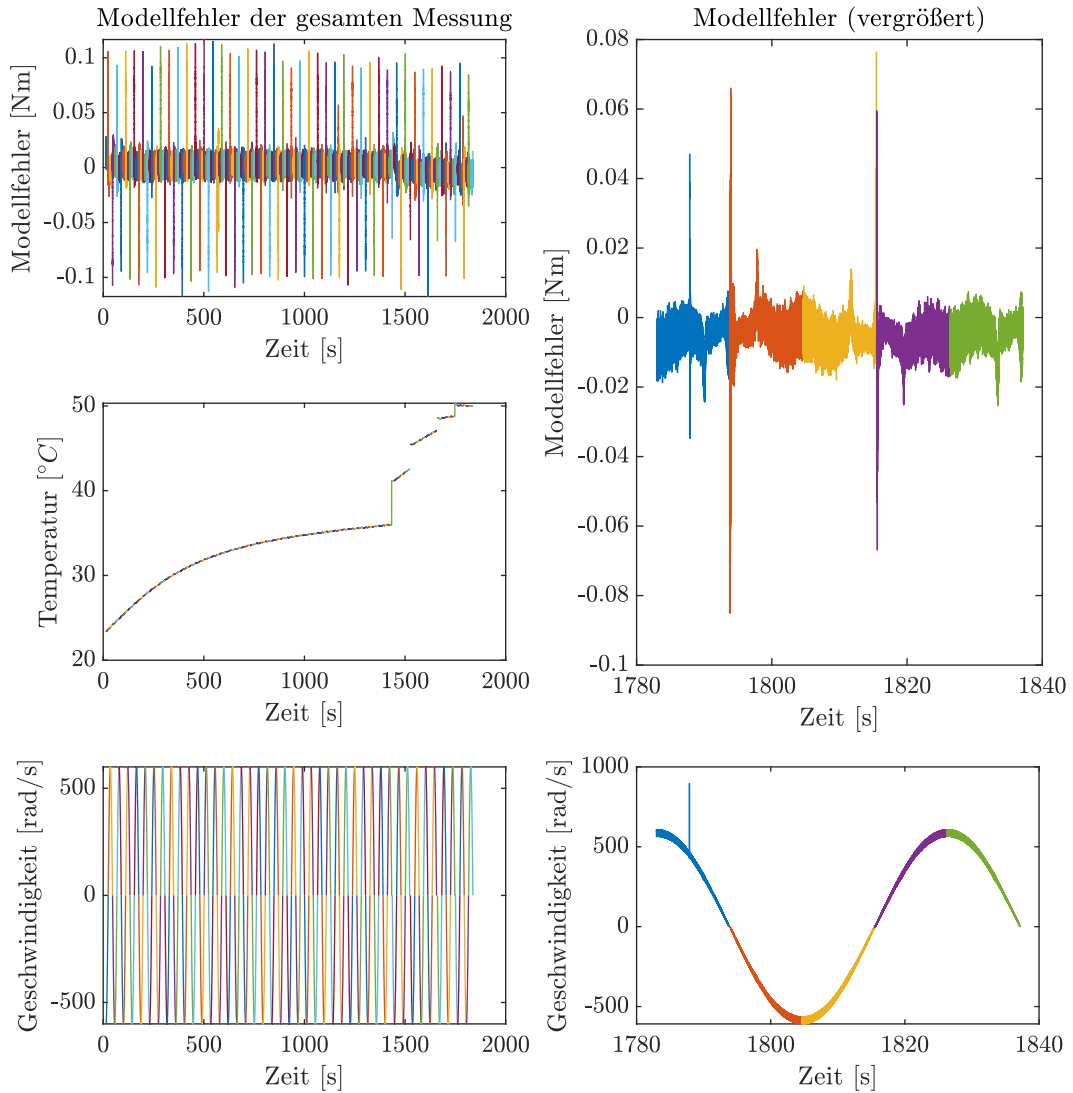


Abbildung 28: Modellfehler bei temperaturabhängiger viskosen Reibung

Der RMSE dieses Modells beträgt 0,0052. Auch hier ist ein 'Driften' des Fehlers über der Zeit nicht zu beobachten. Die maximale Abweichung des Modells von der Messung liegt ebenso bei $\pm 0,015$ Nm (ohne Beachtung des Fehlers beim Richtungswechsel).

5.3 Diskussion

Die Fehler beider Modelle unterscheiden sich nicht stark. Das Modell mit temperaturabhängiger Gesamtreibung besitzt zu viele temperaturabhängige Parameter, wodurch ein seltsames Modellverhalten (kreuzende Reibungskurven) zustande kommt. Es kann ohne Genauigkeitsverluste das vereinfachte Modell verwendet werden.

5.4 Identifikation der LuGre-Modell-Parameter

Die Parameter σ_0 und σ_1 (vgl. Unterabschnitt 1.4.2) werden in SimuLink[®] mithilfe der Toolbox *SimuLink Design Optimization*[™] identifiziert. Dazu wird ein SimuLink[®]-Modell erstellt (Abbildung 29), welches die Winkelgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Motordrehmoments simuliert.

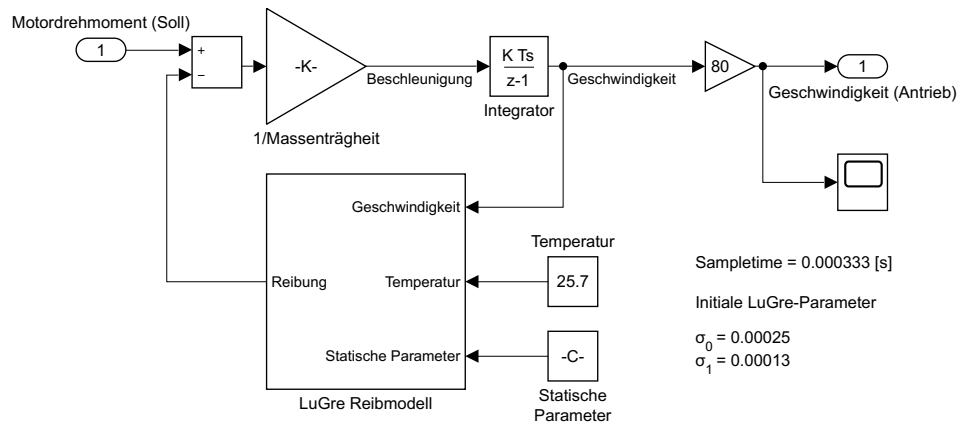
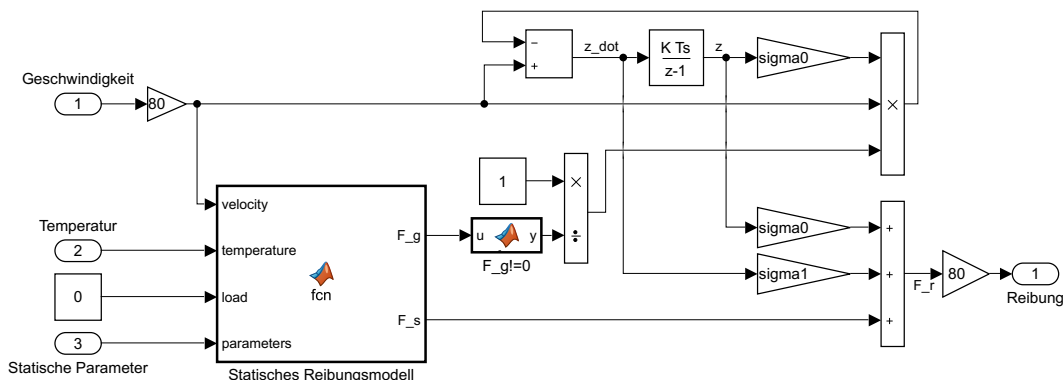


Abbildung 29: Simulink-Modell zur Identifikation der dynamischen Parameter

Dabei wird die Massenträgheit und das dynamische Reibungsmodell berücksichtigt. In der *SimuLink Design Optimization*TM-Toolbox werden die Geschwindigkeit und das Drehmoment aus den Messdaten von Unterabschnitt 4.3, sowie die zu identifizierenden Parameter σ_0 und σ_1 angegeben. Die Toolbox wendet dann automatisch ein Least-Square-Verfahren an, um die Parameter zu identifizieren.

Das LuGre-Modell ist in SimuLink[®] folgendermaßen implementiert:

Abbildung 30: SimuLink[®] Implementierung des LuGre-Modells

Die identifizierten Parameter sind $\sigma_0 = 2,77 \cdot 10^{-5}$ und $\sigma_1 = 2,97 \cdot 10^{-4}$.

Abbildung 31 zeigt das Ist-Drehmoment der Messung aus Unterabschnitt 4.3 und das dynamische, sowie das statische Reibungsmodell.

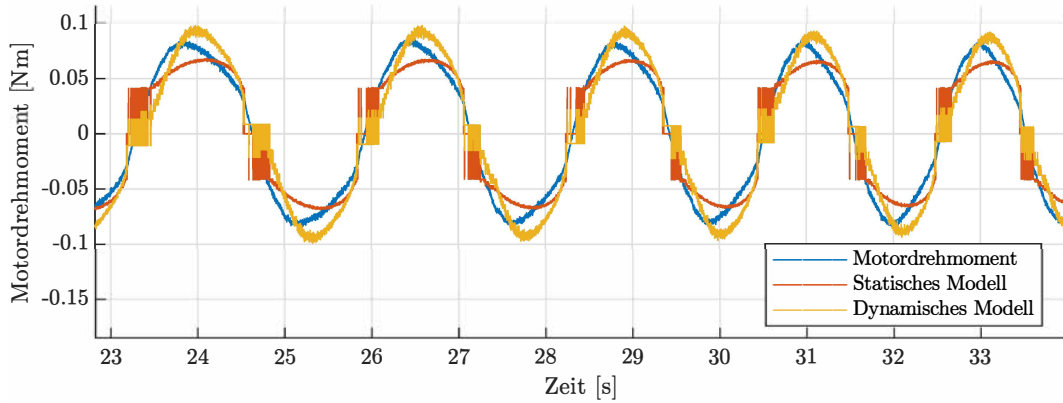


Abbildung 31: Vergleich des LuGre-Modells mit Messung und statischem Modell

Beim Vorzeichenwechsel des Drehmoments bleibt der Motor aufgrund der Haftreibung stehen. Da bei der Parameteridentifikation die Ist-Position, statt wie in vielen Anwendungen die Soll-Position, als Eingangsgröße für das Reibungsmodell dient, reagiert das dynamische Modell hier verzögert auf die Richtungsänderung. Dort wird auch das federartige Verhalten des LuGre-Modell-Modells deutlich. Während des Stillstandes wird die Feder gespannt und beim Beginn der Bewegung entspannt, wodurch dann der Betrag des dynamischen Modells, den Betrag des statischen Modells übersteigt. Ein praktischer Vorteil des dynamischen Modells ist, dass im Stillstand trotz des Rauschens der Ist-Position das Modelldrehmoment nahe Null liegt. Das statische Modell jedoch reagiert direkt auf die Vorzeichenänderung der Ist-Position und modelliert daher ein Drehmoment, welches unstetig zwischen 0 Nm und $\pm M_s$ wechselt. Das führt zu kleinsten ruckartigen Bewegungen im Stillstand und ist nicht erwünscht.

6 Validierung und Analyse des Modells

Zur Validierung der identifizierten Modellparameter werden nun Messungen mit aktivierter Reibungs- und Trägheitskompensation durchgeführt.

Zum Abschluss wird eine Untersuchung der Modellstabilität mit der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung durchgeführt.

6.1 Modellvergleich mit statischen Messungen

Um zu überprüfen, ob die Messwerte der kontinuierlichen Messmethode mit den Messwerten der Messmethode aus Unterabschnitt 4.2.1 übereinstimmen, wird die Modellabweichung dieser Methode mit der Abweichung der kontinuierlichen Messmethode verglichen. Im oberen Graphen der Abbildung 32 ist die Differenz zwischen Reibungsmodell und Motordrehmoment während der einzelnen Messungen dargestellt, in der Mitte die dazugehörigen Geschwindigkeiten und darunter die Temperaturen von Motor und Getriebe.

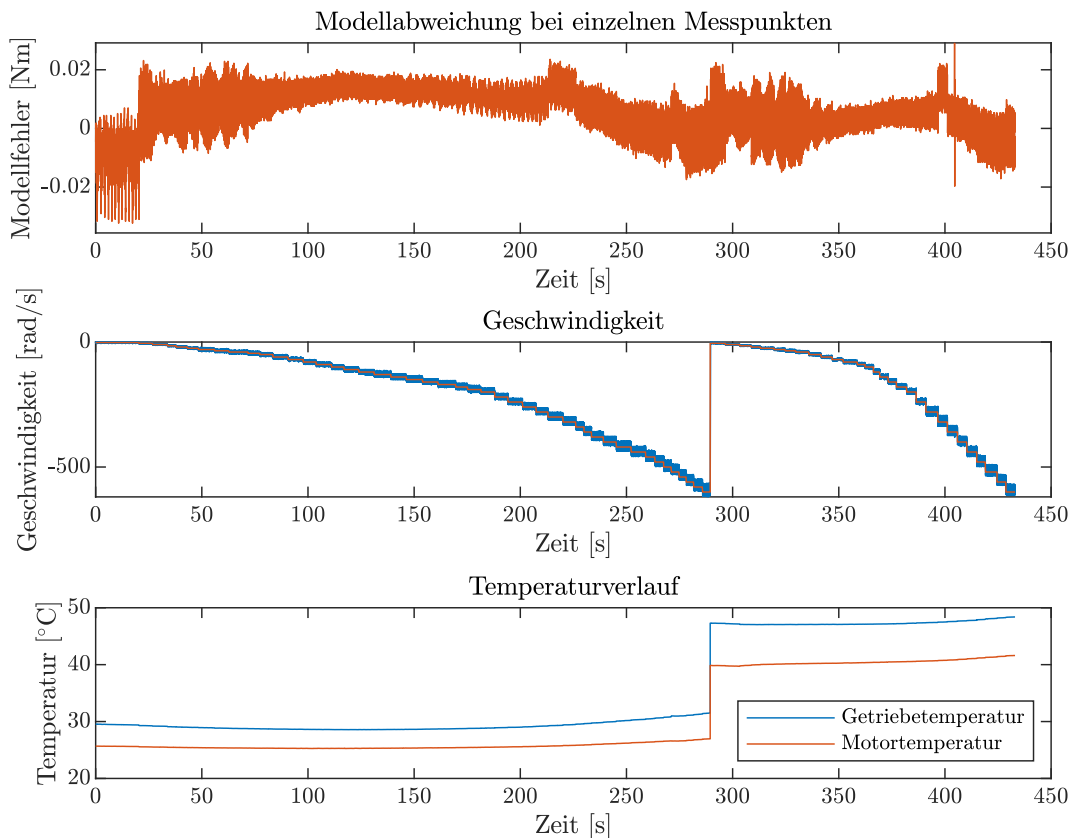


Abbildung 32: Modellabweichung der einzelnen Messpunkte

Das Modell weicht bei mittleren bis hohen Drehzahlen um $\approx 0,015 \text{ Nm}$ von der gemessenen Reibung ab. Die Abweichung liegt im Bereich der Modellgenauigkeit. Die kontinuierliche Messmethode kann somit verwendet werden.

6.2 Positions-Sprungantwort

Abbildung 33 zeigt oben die Positions-Sprungantwort mit und ohne Kompensation sowie die Sollposition. Darunter ist die Positionsabweichung dargestellt.

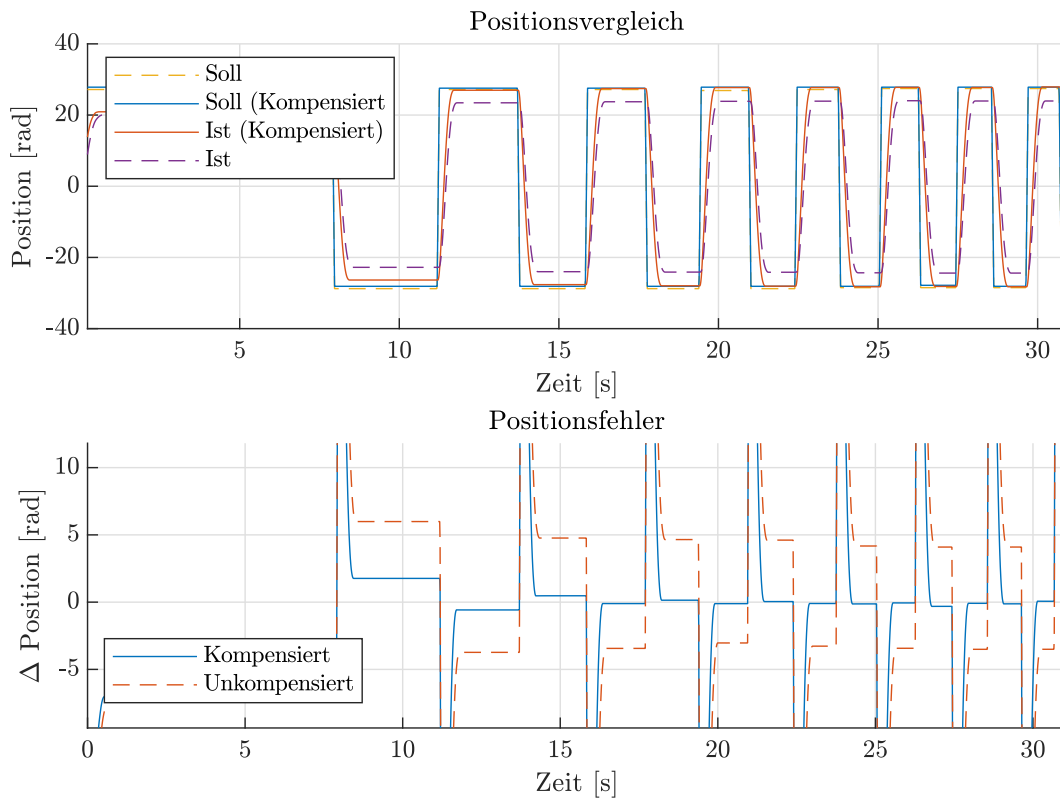


Abbildung 33: Abweichung der Winkelgeschwindigkeit und Position

Durch die Kompensation kann die bleibende Positions-Regelabweichung um 70 % gesenkt werden.

6.3 Geschwindigkeits-Sweep

Es soll untersucht werden, inwiefern die Beschleunigung Einfluss auf die Modellgüte nimmt. Dazu wird eine Messung mit und ohne Reibungs- und Trägheitskompensation durchgeführt und die Positions- und Geschwindigkeitsfehler miteinander verglichen.

Geregelt wird eine sinusförmige Sollgeschwindigkeit mit zunehmender Frequenz (Sweep) wie in Abbildung 34:

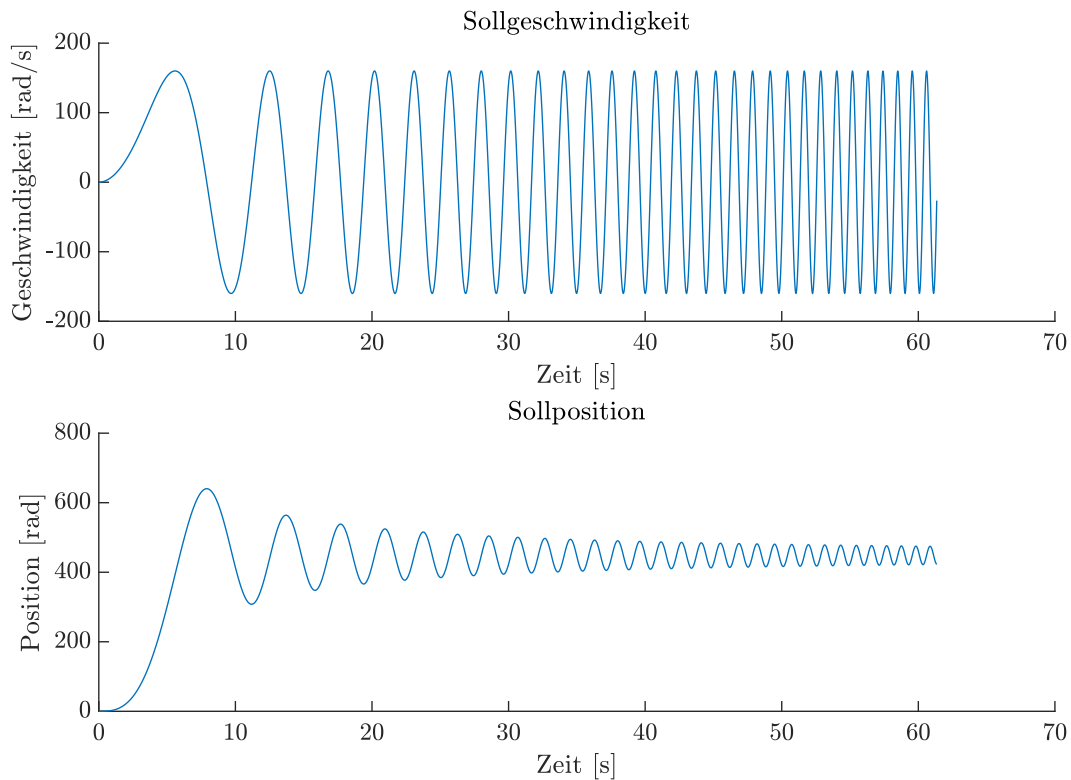


Abbildung 34: Sollgeschwindigkeit- und -position

Die Abweichung der Ist-Geschwindigkeit von der Soll-Geschwindigkeit in Abbildung 35 (oben) zeigt, dass durch eine Kompensation der Geschwindigkeitsfehler deutlich minimiert werden kann.

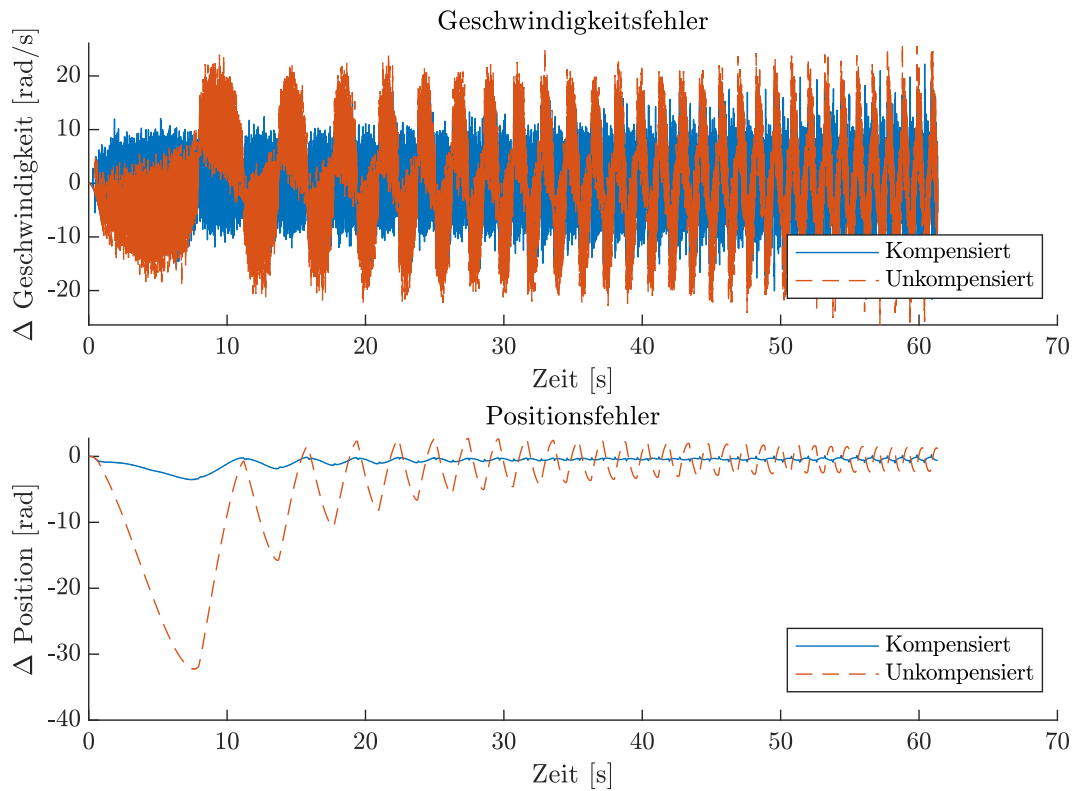


Abbildung 35: Abweichung der Winkelgeschwindigkeit und Position

Im Geschwindigkeitssignal ist ein starkes Rauschen zu verzeichnen, da die Ist-Geschwindigkeit durch Differenzierung der Ist-Position berechnet wird. Der Positionsfehler wird durch die Kompensation um fast 90 % verringert.

6.4 Sensitivitätsanalyse

Neben dem Modellfehler nehmen weitere Faktoren Einfluss auf die Modellgüte:

- Messgenauigkeit der Modell-Eingangsgrößen (Geschwindigkeit, Getriebetemperatur)
- Genauigkeit der identifizierten Parameter

In diesem Kapitel soll festgestellt werden, welche Messgenauigkeit mindestens erforderlich ist, um die Modellierung durchzuführen. Zur Untersuchung des Einflusses dieser Faktoren wird die Fehlerfortpflanzung nach Gauß herangezogen.

$$\Delta f(x, y, \dots) = \sqrt{\left(\frac{\delta f}{\delta x}\right)^2 \cdot (\Delta x)^2 + \left(\frac{\delta f}{\delta y}\right)^2 \cdot (\Delta y)^2 + \dots} \quad (36)$$

$$f \rightarrow M_{R, \text{Statisch}}(\dot{\theta}, T, f_{v1}, f_{v2}, \delta_v, M_c, M_s, v_s, \delta_s)$$

Mit diesem Term können Fehler im Drehmoment des Modells durch Abweichungen in den Parametern einzeln und in Kombination berechnet werden.

6.4.1 Genauigkeit der Modell-Eingangsgrößen

Die Genauigkeit des Modells hängt von der Genauigkeit der gemessenen Temperatur, sowie der gemessenen Rotationsgeschwindigkeit ab. Für die Ungenauigkeit der Temperaturmessung wird $\pm 0,5 \text{ K}$ angenommen. Für die Ungenauigkeit der Geschwindigkeitsmessung wird das Rauschen des Signals betrachtet, welches in etwa linear mit der Drehzahl verstärkt wird. Bei niedrigen Winkelgeschwindigkeiten wird eine Abweichung von $\pm 4 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$, bei Maximaldrehzahl eine Abweichung von $\pm 20 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ angenommen.

Abbildung 36 zeigt oben die Abweichung des Modelldrehmoments über der Winkelgeschwindigkeit bei 25°C . Darunter die Abweichung des Modelldrehmoments über der Temperatur bei einer konstanten Winkelgeschwindigkeit von $200 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$.

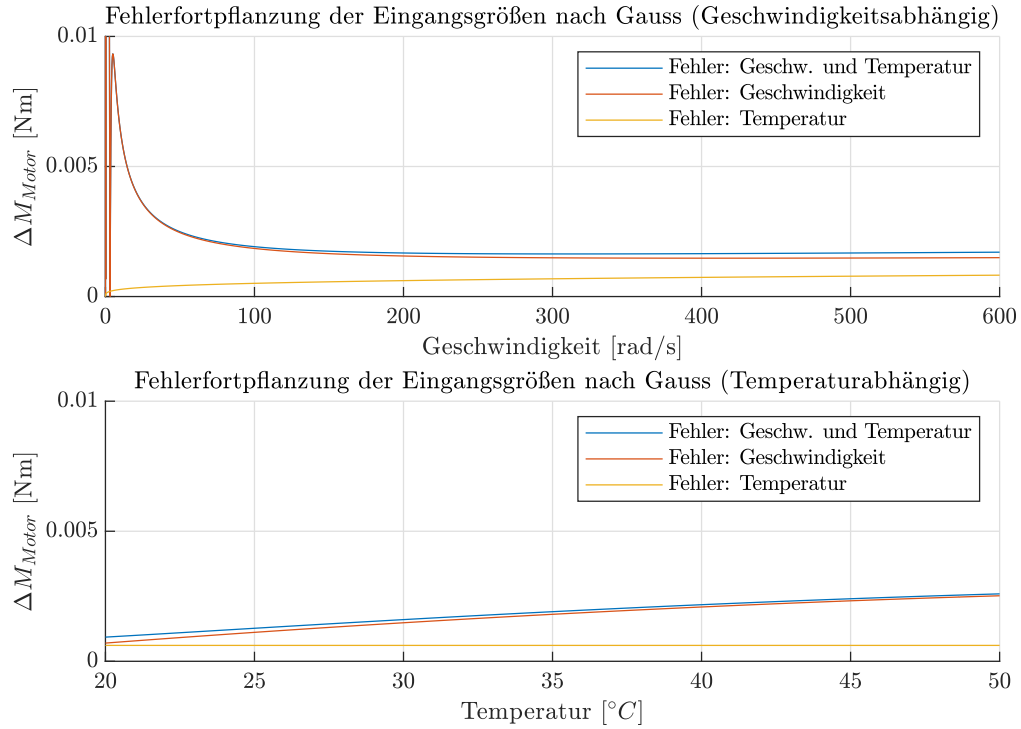


Abbildung 36: Einfluss der Modell-Eingangsgrößen auf die Modellgüte

Bei einem Modellfehler von 0,015 Nm ist der Fehler durch eine relativ ungenaue Temperaturmessung nicht relevant. Der Fehler durch das Rauschen der Geschwindigkeitsmessung ist besonders im niedrigen Drehzahlbereich hoch. Dadurch wird die Modellierung in diesem Bereich ungenau. Je nach Anwendung kann als Eingangsgröße für das Modell anstelle der gemessenen Geschwindigkeit die Sollgeschwindigkeit verwendet werden. In diesem Fall tritt dieser Fehler nicht auf.

6.4.2 Genauigkeit der Modell-Parameter

Zur Identifikation der Parameter wird das Motordrehmoment benötigt, welches durch das Motordrehmomentmodell und den Motorstrom berechnet wird. Die Ungenauigkeit, die aus dem Motordrehmomentmodell und dem Fehler in der Strommessung resultiert, wirkt sich auf die Genauigkeit der identifizierten Parameter aus. Da die Parameter M_s , M_c , δ_s und v_s besonders bei niedrigen Drehzahlen auf das Modell Einfluss nehmen, werden diese getrennt von den Parametern der temperaturabhängigen viskosen Reibung (f_{v1} , f_{v2} , δ_v) betrachtet. Im Folgenden wird zunächst der Einfluss des Messfehlers auf die Parameter der viskosen Reibung, die bei höheren Drehzahlen dominieren, betrachtet.

Viskose Reibung

Die Ungenauigkeit des Motordrehmoments beträgt bei geringer Last $\pm 0,0062 \text{ Nm}$ (siehe Unterabschnitt 3.1). Bei einer Abweichung der Parameter um 4 % vom identifizierten Wert ergibt sich mit der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung ein Drehmomentfehler bei Maximaldrehzahl, der nahe der Messgenauigkeit des Motordrehmoments liegt. Abbildung 37 zeigt den Drehmomentfehler durch die Parameter δ_v , f_{v1} und f_{v2} mit 4 % Abweichung in Abhängigkeit der Geschwindigkeit (oben) und der Getriebe-temperatur (unten). Dabei wurde vereinfacht angenommen, dass sich der Fehler im Motordrehmoment gleichmäßig auf alle Parameter verteilt.

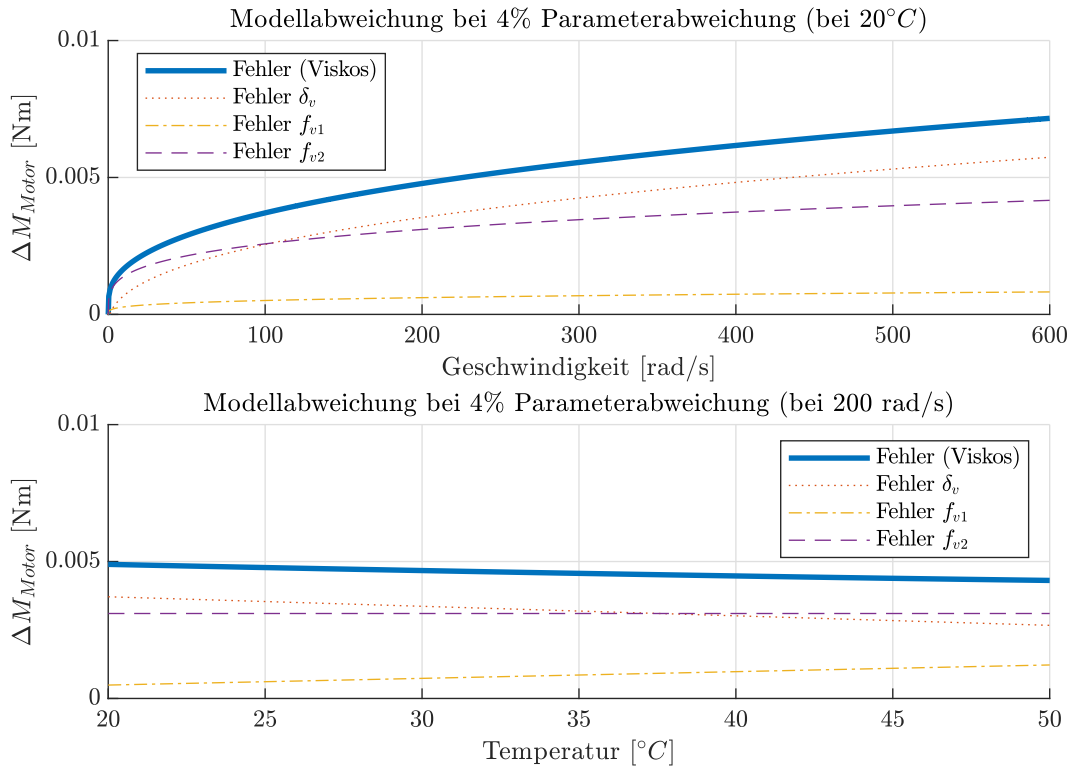


Abbildung 37: Drehmomentfehler durch die viskosen Parameter

Eine Änderung an Parameter f_{v1} wirkt sich am geringsten auf das Reibungsmodell aus. f_{v2} und δ_v wirken sich sowohl in Abhängigkeit der Geschwindigkeit, als auch in Abhängigkeit der Temperatur in etwa gleich stark auf das Reibungsmodell aus.

Stribeck Reibung

Für die Parameter M_s , M_c , δ_s und v_s wird ebenfalls die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung herangezogen und der prozentuale Fehler pro Parameter wieder soweit erhöht, bis der maximale Modellfehler in etwa $\pm 0,0062 \text{ Nm}$ beträgt. Abbildung 38 zeigt den Modellfehler durch eine Parameterabweichung von 8 % je Parameter bei niedriger Geschwindigkeit. Eine temperaturabhängige Betrachtung ist nicht notwendig, da keiner der Parameter durch Temperaturänderung beeinflusst wird.

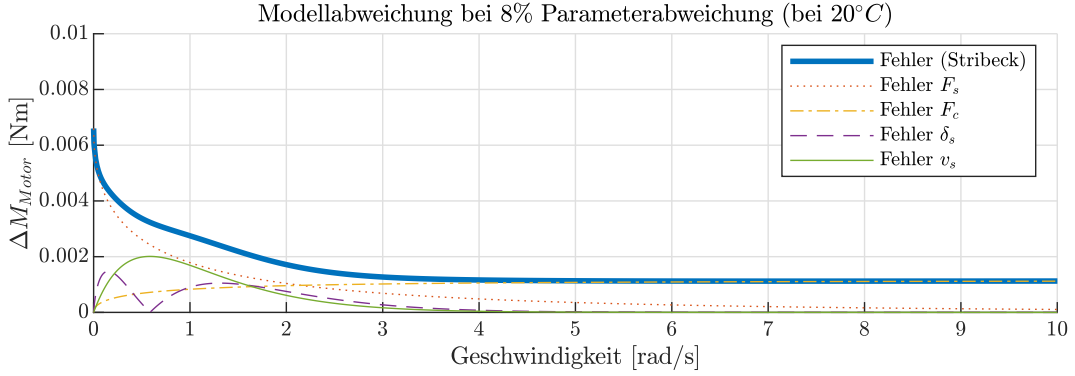


Abbildung 38: Drehmomentfehler durch die Stribeck Parameter

Bei 8 % Abweichung je Parameter ist der Fehler durch den Parameter M_s (Haftreibung) bei sehr geringer Winkelgeschwindigkeit dominant. Der Einfluss der Parameter δ_s und v_s erstreckt sich bis ca. $4 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$. Darüber hinaus hat lediglich die Coulomb'sche Reibung M_c einen geringen Einfluss auf das Reibungsmodell.

Diskussion

Zur Bewertung des Einflusses der einzelnen Parameterabweichungen kann der Fehler der Einzelparameter relativ zum Gesamtfehler betrachtet werden. Der Gesamtfehler entspricht der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung mit 4 % Abweichung pro Parameter. Abbildung 39 zeigt den Anteil der Fehler durch die einzelnen Parameter vom Gesamtfehler, wobei die Summe dieser Fehler nicht dem Gesamtfehler entspricht, da sich die Fehler nach Gauß kompensieren können.

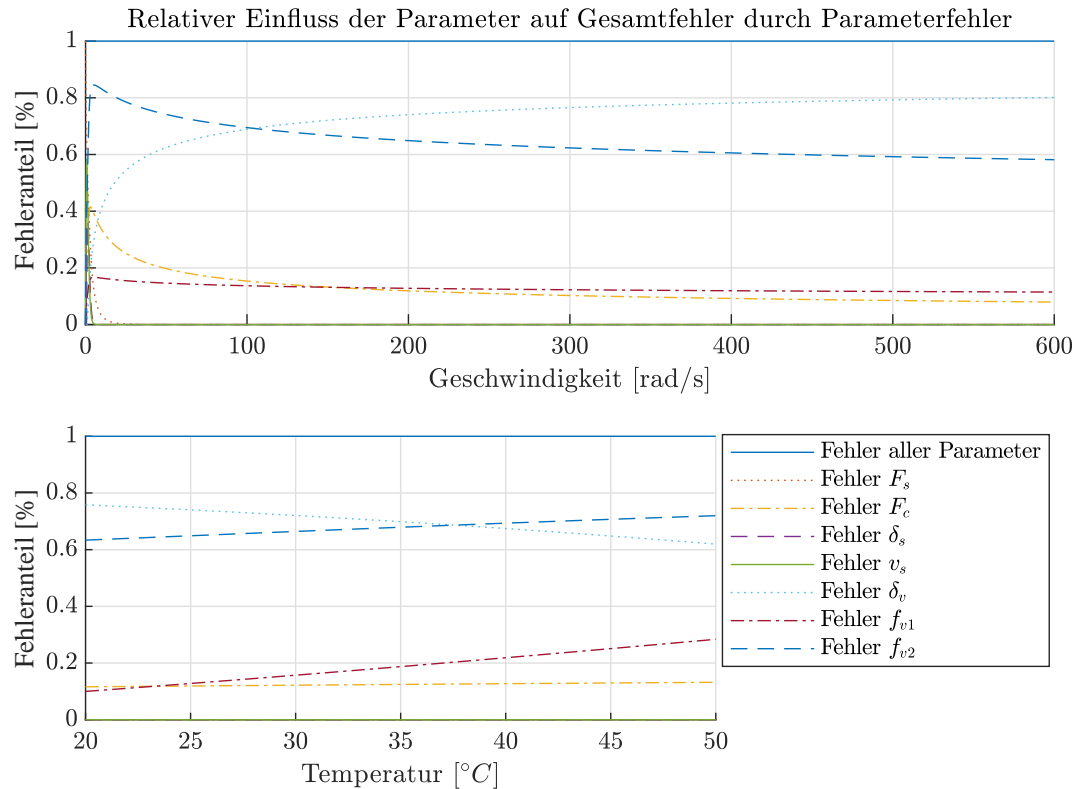


Abbildung 39: Relativer Parametereinfluss an Gesamtfehler durch Parameter

7 Zusammenfassung

Die Untersuchungen des HD-Getriebes am DMI-Prüfstand-Prüfstand zeigen, dass sich die Reibung bei baugleichen Getrieben nicht identisch verhält, wodurch eine Übertragung identifizierter Parameter nicht auf andere Getriebe möglich ist. Die Parameter müssen so für jedes Getriebe neu identifiziert werden, weshalb eine Anwendung des Modells am Roboter DAVID nur möglich ist, wenn die Messungen zur Identifikation am Roboter selbst durchgeführt werden. Ob eventuell einzelne identifizierte Parameter auf andere Anwendungen übertragen werden können, kann statistisch an mehreren Getrieben in mehreren Aufbauten gezeigt werden. Die Motoren können ohne Genauigkeitsverluste ersetzt werden. Das Zerlegen von Gelenken ist ebenso möglich, ohne neue Parameter identifizieren zu müssen.

In dieser Arbeit wurden zwei Modellansätze verglichen. Einmal wurde jeder Parameter der Stribeck-Funktion als temperaturabhängig betrachtet und einmal lediglich der lineare Faktor der viskosen Reibung. Dabei zeigte sich, dass Letzteres die gemessene Reibung ausreichend genau abbildet.

Durch die Anwendung des Reibungsmodells in einer Feedforward-Regelung wird die Regelgüte deutlich verbessert. Zudem werden Regelabweichungen bei Positions- und Geschwindigkeitsregelung minimiert.

8 Ausblick

Weitere Untersuchungen müssen zeigen, welchen Einfluss der Wechsel eines alten Schmiermittels auf die Reibung hat. Da die abtriebsseitige Last einen großen Einfluss auf das Reibverhalten des Getriebes hat, sollte auch dieser Einfluss näher untersucht werden. Mit einer größeren trägen Masse, einer Bremse oder einem zweiten Motor (der als Bremse dient) am Abtrieb könnte die Lastabhängigkeit der Reibung untersucht werden.

Um die Parameteridentifikation am System DAVID anzuwenden, muss die Messmethode für eine 'Online'-Messung angepasst werden. Der Bewegungsbereich eines Gelenks am Roboter beträgt lediglich 235° . Um den gesamten Drehzahlbereich abdecken zu können, wäre die Beschleunigung und dadurch das Drehmoment durch Massenträgheit extrem hoch. Ob die Messungen nicht bis zur Maximaldrehzahl durchgeführt werden müssen, kann durch weitere Experimente untersucht werden. Eine besondere Herausforderung stellt der Federmechanismus zur Steifigkeitsanpassung dar. Bei gespannter Feder könnte sich das Gelenk intern verspannen, was zu einer Zunahme der Reibung bei höherer Steifigkeit führen kann.

Eine genauere Untersuchung des Losbrechmoments könnte Aufschluss über die stark variierenden Losbrechmomente geben.

Eine weitere wichtige Größe zur Simulation des Getriebes ist die Motorleistung, welche derzeit nicht von der Elektronik erfasst wird. Damit ließe sich das thermische Verhalten des Getriebes untersuchen.

Schließlich könnte eine Untersuchung des Schwingverhaltens am Prüfstand weiteren Aufschluss über die Schwankung der Reibung als Funktion der Winkelgeschwindigkeit geben.

VI Literaturverzeichnis

- [1] Andreas Krämer und Joachim Kempkes. Modellierung und Simulation von nichtlinearen Reibungseffekten bei der Lageregelung von Servomotoren, Adresse: https://www.google.de/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=6&ved=2ahUKEwiP662x0uPgAhWDZlAKHRiSB3MQFjAFegQIDRAC&url=https%3A%2F%2Fopus4.kobv.de%2Fopus4-fhws%2Ffiles%2F44%2FModellierung_und_Simulation_von_nichtlinearen_Reibungseffekten_bei_der_Lageregelung_von_Servomotoren.pdf&usg=AOvVaw3E_VKRVi7dahFpto94QV1R (besucht am 20.01.2019).
- [2] C.M. Hackl. “Dynamische Reibungsmodellierung: Das Lund Grenoble Reibmodell”, pp. 1615–1657 in D. Schröder, “Elektrische Antriebe – Regelung”. In: *Berlin: Springer-Verlag (4. Edition)* (2015). Adresse: https://www.researchgate.net/profile/Christoph_Hackl/publication/269390399_Dynamische_Reibungsmodellierung_Das_Lund-Grenoble_Reibmodell/links/588238c1aca272b7b4424e38/Dynamische-Reibungsmodellierung-Das-Lund-Grenoble-Reibmodell.pdf (besucht am 02.01.2019).
- [3] Sebastian Wolf und Maged Iskandar. “Extending a Dynamic Friction Model with Nonlinear Viscous and Thermal Dependency for a Motor and Harmonic Drive Gear”. In: *2018 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)* (2018), S. 783–790.
- [4] TQ Groups. TQ RoboDrive Produktinfo Stator-Rotor-Kit ILM Rev300, Adresse: https://www.tq-robodrive.com/content/download/8721/datasheet_pdf/TQ-RoboDrive-Produktinfo-DE-Stator-Rotor-Kit_ILM_Rev300.pdf (besucht am 11.10.2018).
- [5] Lorenz Messtechnik GmbH. Datenblatt Drehmomentsensor DR2212, Adresse: https://www.lorenz-messtechnik.de/deutsch/produkte/rotierend_schleifringlos/dr-2643.php (besucht am 11.10.2018).
- [6] Harmonic Drive®. Die einzelnen Bauteile des Getriebes: Circular Spline, Flex Spline, Wave Generator, Adresse: <https://www.konstruktionspraxis.vogel.de/index.cfm?pid=10947&pk=563215&fk=399343&type=article> (besucht am 11.10.2018).

- [7] Harmonic Drive®. CSD Components Catalog,
Adresse: http://www.harmonicdrive.net/_hd/content/documents/CSD_Component.pdf (besucht am 02.01.2019).
- [8] Heidenhain. Heidenhain Drehgeber Datenblatt,
Adresse: https://www.heidenhain.de/fileadmin/pdb/media/img/349529-1I_Drehgeber_de.pdf (besucht am 23.10.2018).
- [9] 3M. EC-2216 B/A Datenblatt,
Adresse: <https://multimedia.3m.com/mws/media/5941180/3m-scotch-weld-epoxy-adhesive-ec-2216-b-a.pdf> (besucht am 23.10.2018).
- [10] Innovative Sensor Technology. TSic716 Temperatursensor IC Datenblatt,
Adresse: https://www.ist-ag.com/sites/default/files/DTTSic716_D.pdf (besucht am 23.10.2018).
- [11] R+W Antriebselemente GmbH. Miniaturbalgkupplung MK2 Datenblatt,
Adresse: <https://www.rw-kupplungen.de/produkte/praezisionskupplungen/miniaturbalgkupplungen/mk2/> (besucht am 06.11.2018).
- [12] R+W Antriebselemente GmbH. Balgkupplung BK2 Datenblatt,
Adresse: <https://www.rw-kupplungen.de/produkte/praezisionskupplungen/metallbalgkupplungen/bk2/> (besucht am 06.11.2018).
- [13] R+W Antriebselemente GmbH. TORQLIGHT Sicherheitskupplung SL2 Datenblatt,
Adresse: <https://www.rw-kupplungen.de/produkte/praezisionskupplungen/sicherheitskupplungen/sl2/> (besucht am 06.11.2018).
- [14] Harmonic Drive®. Harmonic Drive CSD-25-80-2A-GR,
Adresse: <http://www.harmonicdrive.net/products/component-sets/cup-type/csd-2a/csd-25-80-2a-gr#> (besucht am 06.11.2018).



Erklärung zur Abschlussarbeit

Hiermit versichere ich, die eingereichte Abschlussarbeit selbständig verfasst und keine anderen als die von mir angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt zu haben. Wörtlich oder inhaltlich verwendete Quellen wurden entsprechend den anerkannten Regeln wissenschaftlichen Arbeitens zitiert. Ich erkläre weiterhin, dass die vorliegende Arbeit noch nicht anderweitig als Abschlussarbeit eingereicht wurde.

Das Merkblatt zum Täuschungsverbot im Prüfungsverfahren der Hochschule Augsburg habe ich gelesen und zur Kenntnis genommen. Ich versichere, dass die von mir abgegebene Arbeit keinerlei Plagiate, Texte oder Bilder umfasst, die durch von mir beauftragte Dritte erstellt wurden.

Ort, Datum

Unterschrift



